

DOI: 10.32347/2076-815x.2021.78.520-531

УДК 621.87

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,

yuchovnyuk@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0608-0203,

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна,

доцент **Чередніченко П.П.**, petro_che@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7161-661X,к.т.н., доцент **Остапущенко О.П.**,

olga_ost_17@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8114-349X,

к.т.н., доцент **Васильєва Г.Ю.**,

anvas677@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0557-6925,

Київський Національний університет будівництва і архітектури

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНІ МОДЕЛІ В АНАЛІЗІ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ (МІНІМІЗАЦІЇ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬ У МІСТОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ (Частина I)

Проведений аналіз динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин та кранів, котрі використовуються у містобудуванні, сучасних транспортних технологіях, навантажувально-розвантажувальних операціях. Розглянуті дискретні, континуальні, та дискретно-континуальні моделі вантажопідйомних механізмів кранів. У зазначених моделях пружні елементи (канати) спочатку враховані як елементи, що мають пружні властивості системи із зосередженими параметрами. Тому канат у вантажопідйомному механізмі врахований як пружина певної жорсткості. Проте такий підхід не є коректним для канатів значної довжини (більше 10 метрів), у яких можуть виникати при підйомі/спуску вантажів хвильові процеси, котрі можуть суттєво збільшити динамічні навантаження (зокрема, коефіцієнт динамічності) – це т.з. модель каната як системи із розподіленими параметрами. На думку авторів даної роботи, найбільш коректним є підхід, котрий враховує дискретні властивості власне канату (довжиною більше 10 метрів), тобто аналіз динамічних навантажень здійснюється у межах дискретно-континуальної моделі.

Робота складається з кількох частин, у кожній з яких всебічно і детально проаналізовані динамічні навантаження у канатах в межах кожної із зазначених вище моделей для режимів пуску/гальмування вантажопідйомних механізмів кранів, а також розраховані параметри робочих процесів, за яких вказані вище навантаження стають оптимальними за величиною (тобто

приймають мінімальні значення за різних способів підйому вантаж:; а) "з основи" ("з землі"), б) "з ваги", як, до речі, й коефіцієнт динамічності.

Ключові слова: дискретно-континуальне моделювання; аналіз; динамічна оптимізація; навантаження; пружні елементи/канати; вантажопідйомні механізми; крани; містобудування; транспортні технології.

Постановка проблеми. Продуктивність та надійність вантажопідйомних машин і механізмів, а також точність виконання ними різноманітних видів робіт – розвантажувально-навантажувальних, транспортних, монтажних та інших, – суттєво залежить від динамічних навантажень у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу і металоконструкцій. Величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини чи її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху). Одним із шляхів зменшення цих навантажень на привод й пружні елементи вантажопідйомних механізмів кранів є вибір необхідних режимів їх руху на ділянках перехідних процесів.

Аналіз публікацій по темі дослідження. У роботі [1] показано, що під час гальмування в процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності у пружних елементах кранових механізмів досягає величини 2,5 й більше. У роботах [1-4] розглянутий вплив різних режимів руху на динамічні навантаження у пружних елементах вантажопідйомних машин на прикладі механізму підйому вантажу. Для визначення динамічних навантажень у пружному елементі, наприклад, у канаті, використана двомасова модель дискретного типу (із зосередженими параметрами), схема якої подана нижче на рис.1. При цьому у якості можливих режимів руху приводного механізму з барабаном на ділянці пуску використані наступні чотири [3,4]: 1) режим руху з постійним прискоренням, який мінімізує величину рушійного моменту приводу; 2) режим руху з лінійною зміною прискорення, який мінімізує динамічну складову потужності приводу; 3) режим руху зі зміною прискорення по кривій третього порядку; 4) режим руху зі зміною прискорення по кривій п'ятого порядку. Саме останні два режими руху дають плавну зміну прискорень приводного механізму з барабаном, що забезпечує зменшення коливань динамічних навантажень у пружних елементах, але не мінімізує їх, як і коефіцієнт динамічності.

У роботі [4] показаний вплив цих режимів руху на характер зміни й максимальні значення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу під час пуску, але не враховані розподілені властивості канату, як пружного елемента вантажопідйомного механізму крана.

Вплив розподілених властивостей канатів, на думку авторів даного дослідження, можна з'ясувати, використовуючи підходи, які викладені у роботах [5-7].

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні дискретно-континуальної моделі вантажопідйомного механізму крана, яка враховує розподілені властивості його пружного елемента (каната) й дозволяє у відповідності до обраного критерію якості руху системи мінімізувати динамічні навантаження у канаті; визначити оптимальні у цьому сенсі закони руху вантажу та приводного механізму з барабаном, а також визначити власні частоти коливань канату, які визначають його резонанси, при умові наявності вантажу, закріпленого на ньому.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Динамічна модель механізму підйому крана як системи із зосередженими параметрами та її аналіз.

На схемі динамічної моделі (дискретного типу) механізму підйому вантажу (рис.1) прийняті такі позначення [4]: m, m_1 – зведені до підйомного канату маси відповідно вантажу й приводного механізму з барабаном; x, x_1 – узагальнюючі координати відповідно мас m й m_1 ; \vec{F}_2, \vec{F}_1 – вага вантажу ($\vec{F}_2 = m \cdot \vec{g}$, \vec{g} – прискорення вільного падіння) й рушійна сила приводу, зведені до вантажного канату; C – жорсткість канату. (У першому наближенні $C = E \cdot S/l$, S – площа поперечного перерізу, l – довжина каната).

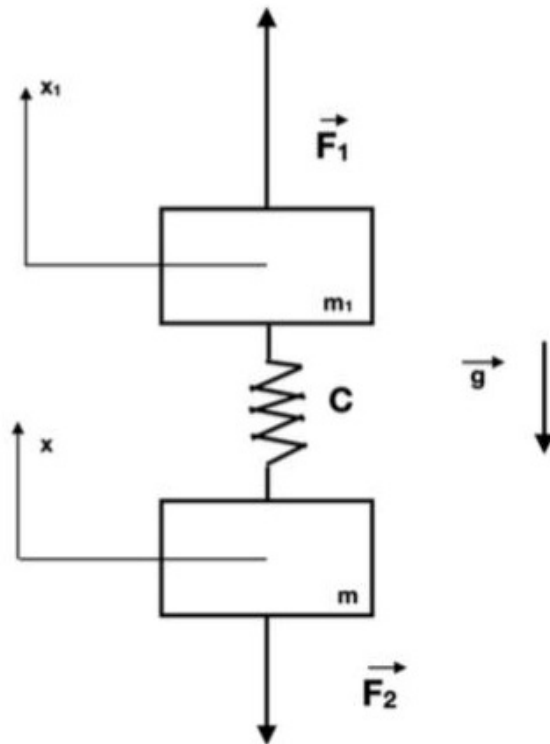


Рис. 1. Динамічна модель механізму підйому крана як системи із зосередженими параметрами (модель дискретного типу)

Рівняння руху розглянутої моделі механізму підйому вантажу мають вигляд [4]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = F_1 - C \cdot (x_1 - x); \\ m \cdot \ddot{x} = C \cdot (x_1 - x) - F_2, \end{cases} \quad (1)$$

котру легко шляхом простих перетворень звести до одного рівняння для $x(t)$ четвертого порядку. З урахуванням того, що рушійна сила приводу з барабаном визначається залежністю: $F_1 = F_2 + (m + m_1) \cdot a(t) = mg + (m + m_1) \cdot a(t)$,

будемо з (1) мати:

$$x^{(IV)} + k^2 \cdot \ddot{x} = k^2 \cdot a(t), \quad (2)$$

де $k = \sqrt{\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right) \cdot C}$ – частота власних коливань дискретної динамічної моделі механізму підйому вантажу; t – час; $a = a(t)$ – функція прискорення того чи іншого режиму руху приводного механізму з барабаном, яка залежить від часу (t).

Розв'язок (2) залежить від виду правої частини, яка визначається режимом руху приводного механізму. Умовно позначені режими цифрами 1, 2, 3, 4 й зазначені вище у аналізі публікацій. Для конкретного режиму $a(t)$ має наступний вигляд:

а) перший режим –

$$a = v_y / t_n = \text{const}; \quad (3)$$

б) другий режим –

$$a = \frac{2v_y}{t_n} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n}\right); \quad (4)$$

в) третій режим –

$$a = 12 \cdot \frac{v_y \cdot t}{t_n^2} \left(1 - \frac{t}{t_n}\right)^2; \quad (5)$$

г) четвертий режим –

$$a = 60 \frac{v_y \cdot t^2}{t_n^3} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n}\right)^3. \quad (6)$$

Зазначимо, що у виразах (3)-(6) v_y – швидкість усталеного руху вантажу під час його підйому; t_n – тривалість пуску (розгону) вантажу.

Вважаємо у подальшому, що у початковий момент система знаходилась у відносному спокої, тобто:

$$x(t)|_{t=0} = 0; \quad x_1(t)|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}(t)|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1(t)|_{t=0} = 0. \quad (7)$$

Тому рівняння (2) слід розв'язувати при наступних початкових умовах:

$$x(t)|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}(t)|_{t=0} = 0; \quad \ddot{x}(t)|_{t=0} = -g; \quad \ddot{x}_1(t)|_{t=0} = 0. \quad (8)$$

Загальний розв'язок (2) має вид:

$$x(t) = (A_1 + A_2 t) + B_1 \sin(kt) + B_2 \cos(kt) + x_{\text{част.}}(t), \quad (9)$$

де константи $A_{1,2}, B_{1,2}$ визначаємо з умов (8), коли знайдений частинний розв'язок (2) $x_{\text{част.}}(t)$.

Ми у подальшому будемо розглядати такий рух вантажу, котрий мінімізує коефіцієнт динамічності у пружному елементі механізму підйому вантажу, тобто у канаті, на ділянці його пуску, коли $t \in [0, t_n]$:

$$\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \{k_{\text{дин}}(t)\}^2 dt \rightarrow \min. \quad (10)$$

З другого рівняння системи (1) зусилля у канаті визначаються наступним чином:

$$F = C(x_1 - x) = m\ddot{x} + mg. \quad (11)$$

Критерій якості руху (10), виходячи з (11), вимагає виконання наступної умови його реалізації (рівняння Ейлера-Пуассона):

$$x^{(IV)} = 0. \quad (12)$$

Тоді маємо:

$$\begin{cases} x^{(IV)} + k^2 \cdot \ddot{x} = k^2 \cdot a(t); \\ x^{(IV)} = 0; \end{cases} \Leftrightarrow \ddot{x} = a(t). \quad (13)$$

Отже, для знаходження $x(t)$ для оптимального руху вантажу на ділянці пуску (у сенсі критерію (10)) слід розв'язати (13) при нульових початкових умовах:

$$x(t)|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}(t)|_{t=0} = 0. \quad (14)$$

Згідно із співвідношеннями (3)-(6) маємо:

а) для першого режиму:

$$x(t) = \frac{v_y}{t_n} \cdot (t^2/2); \quad (15)$$

б) для другого режиму:

$$x(t) = \frac{2v_y}{t_n} \cdot \left\{ \frac{t^2}{2} - \frac{t^3}{6t_n} \right\}; \quad (16)$$

в) для третього режиму:

$$x(t) = \frac{12v_y}{t_n} \cdot \left\{ \frac{t^3}{6t_n} - \frac{t^4}{6t_n^2} + \frac{t^5}{20t_n^3} \right\}; \quad (17)$$

г) для четвертого режиму:

$$x(t) = \frac{60v_y}{t_n} \cdot \left\{ \frac{t^4}{12t_n^2} - \frac{3}{20} \cdot \frac{t^5}{t_n^3} + \frac{t^6}{10t_n^4} - \frac{t^7}{42t_n^5} \right\}. \quad (18)$$

Для коефіцієнту динамічності $k_{\text{дин}}(t)$ (для кожного з типів режимів) маємо:

$$k_{\text{дин}}(t) = 1 + \frac{a(t)}{g}. \quad (19)$$

Для першого режиму руху приводного механізму з барабаном маємо:

$$k_{\text{дин}}^{(1)}(t) = 1 + \frac{v_y}{g \cdot t_n} = \text{const} > 1. \quad (20)$$

Для другого режиму руху приводного механізму з барабаном маємо:

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) = 1 + \frac{2v_y}{g \cdot t_n} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n} \right) = 1 + \frac{2v_y}{g \cdot t_n} - \frac{2v_y \cdot t}{g \cdot t_n^2}. \quad (21)$$

Максимального значення $k_{\text{дин}}^{(2)}(t)$ набуває у початковий момент, при $t = 0$:

$$k_{\text{дин}}^{(2)}(t) \Big|_{\text{max}} = k_{\text{дин}}^{(2)}(t) \Big|_{t=0} = 1 + \frac{2v_y}{g \cdot t_n}. \quad (22)$$

Для третього режиму руху приводного механізму з барабаном маємо:

$$k_{\text{дин}}^{(3)}(t) = 1 + \frac{12v_y}{g \cdot t_n} \left(\frac{t}{t_n} - 2 \frac{t^2}{t_n^2} + \frac{t^3}{t_n^3} \right). \quad (23)$$

Максимального значення $k_{\text{дин}}^{(3)}(t)$ набуває у момент часу $t = t_n/3$:

$$k_{\text{дин}}^{(3)}(t) \Big|_{\text{max}} = k_{\text{дин}}^{(3)}(t) \Big|_{t=t_n/3} = 1 + \frac{64v_y}{9g \cdot t_n}. \quad (24)$$

Для четвертого режиму руху приводного механізму з барабаном маємо:

$$k_{\text{дин}}^{(4)}(t) = 1 + \frac{60v_y}{g \cdot t_n} \cdot \left(\frac{t^2}{t_n^2} \right) \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n} \right)^3. \quad (25)$$

Максимального значення $k_{\text{дин}}^{(4)}(t)$ набуває у момент часу $t = \frac{2}{5}t_n$:

$$k_{\text{дин}}^{(4)}(t) \Big|_{\text{max}} = k_{\text{дин}}^{(4)}(t) \Big|_{t=\frac{2}{5}t_n} = 1 + \frac{1296v_y}{625g \cdot t_n}. \quad (26)$$

Нижче, в таблиці 1 наведені \min й \max значення $k_{\text{дин}}^{(i)}(t)$, $i = \overline{(1,4)}$ для $v_y = 0,5 \text{ м/с}$; $t_n = 2,0 \text{ с}$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ [4].

Таблиця 1.

Значення \min й \max $k_{\text{дин}}^{(i)}(t)$, $i = \overline{(1,4)}$

| | $k_{\text{дин}}^{(i)} \Big _{\min}$ | $k_{\text{дин}}^{(i)} \Big _{\max}$ |
|---|-------------------------------------|-------------------------------------|
| 1 | 1,025 | 1,025 |
| 2 | 1,000 | 1,000 |
| 3 | 1,000 | 1,051 |
| 4 | 1,000 | 1,053 |

Слід зазначити наступне: 1) мінімального значення $k_{\text{дин}}^{(i)}(t)$ для $i = \overline{(2,4)}$ набуває у момент часу $t = t_n$, тобто у кінці періоду пуску; 2) залежність $k_{\text{дин}}^{(i)}(t)$ для $i = \overline{(1,4)}$ не має у випадку оптимального руху вантажу осцилюючого (коливного) характеру (на відміну від результатів, отриманих у [4]).

До речі, у момент часу $t = 0$ (на початку пуску) $k_{\text{дин}}^{(i)}(t)$ для $i = \overline{(3,4)}$, $k_{\text{дин}}(t) = 1$.

Отже, режими руху приводного механізму з барабаном, які забезпечують плавність руху й вантажу, а також мають ідеальне значення на початку ($t = 0$) й у кінці пуску ($t = t_n$), – це третій і четвертий режими (закони $a(t)$, відповідно).

Для визначення законів руху $x_1(t)$ достатньо здійснити прості перетворення у системі (1). Додаючи рівняння вказаної системи одне до одного, а також враховуючи (13), маємо:

$$\ddot{x}_1(t) = a(t). \quad (27)$$

Оскільки для $x_1(t)$ теж діють нульові початкові умови:

$$x_1(t) \Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1(t) \Big|_{t=0} = 0, \quad (28)$$

тоді оптимальний закон руху $x_1(t)$ співпадає з відповідним для $x(t)$ (15), (16), (17), (18).

2. Динамічна модель механізму підйому крана як системи із розподіленими параметрами та її аналіз.

2.1. Власні частоти каната при відсутності руху у механізмі підйому вантажу.

Використовуючи підхід роботи [6], визначимо власні частоти стрижня (модель гнучкого каната) за наступних граничних умов: а) при $z = 0$ закріплений кінець каната; б) при $z = l$, де l – довжина каната (у початковий момент підйому вантажу) $mp^2 X(z) = ES \cdot \frac{dX}{dz}$, де z – поздовжня координата (вздовж прямолінійної вісі канату), p – власна частота канату (у стані спокою), $X(z)$ – власна форма коливань канату, який здійснює поздовжні коливання.

Власна форма коливань $X(z)$ має наступний вид:

$$X(z) = A_1 \sin\left(\frac{pz}{v}\right) + A_2 \cos\left(\frac{pz}{v}\right), \quad (29)$$

де v – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль у канаті, $v = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, де

ρ – щільність матеріалу каната.

Використовуючи умову при $z=0$, маємо $X(z)|_{z=0} = 0$, тому: $A_2 = 0$. З умови при $z=l$ маємо:

$$mp^2 \cdot \sin\left(\frac{pl}{v}\right) = ES \cdot \frac{p}{v} \cdot \cos\left(\frac{pl}{v}\right). \quad (30)$$

Отже, частота рівняння при врахуванні виразу $v^2 = E/\rho$, має вид:

$$\frac{pl}{v} \cdot \text{tg}\left(\frac{pl}{v}\right) = \frac{\rho Sl}{m}. \quad (31)$$

Права частина рівняння (31) представляє собою відношення маси стрижня/каната до маси кінцевого вантажу (m). Значення першого кореня рівняння ($p_1 \cdot l/v$) у залежності від відношення $\alpha = \rho Sl/m$ наступні (див. табл.2):

Таблиця 2.

Значення $\left(\frac{p_1 l}{v}\right)$ в залежності від $\alpha = \frac{\rho Sl}{m}$

| | | | | | | | | | |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| α | 0,10 | 0,30 | 0,50 | 0,70 | 0,90 | 1,00 | 2,00 | 4,00 | 10,00 |
| $p_1 \cdot l/v$ | 0,32 | 0,52 | 0,65 | 0,75 | 0,82 | 0,86 | 1,08 | 1,27 | 1,42 |

Обчислимо значення власної частоти коливань системи p_1 для різних значень довжини каната l за наступних значень: $v = 5 \cdot 10^3$ м/с; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $S = 25 \cdot 10^{-4}$ м²; $\rho = 8 \cdot 10^3$ кг/м³ (сталевий канат); $m = 10^3$ кг. У таблиці 3 подані значення p_1 від l й значення Ω – частоти, яка відповідає моделі системи із зосередженими параметрами, і визначається у даному випадку виразом:

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \frac{ES}{l}}. \quad (32)$$

Таблиця 3.

Значення p_1 й Ω в залежності від l

| | | | | | | | | | |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| $l, \text{м}$ | 5 | 15 | 25 | 35 | 45 | 50 | 100 | 200 | 500 |
| $p_1, \text{с}^{-1}$ | 320,0 | 173,0 | 130,0 | 107,1 | 91,1 | 86,0 | 54,0 | 31,8 | 14,2 |

| | | | | | | | | | |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| $\Omega, \text{с}^{-1}$ | 316,0 | 182,6 | 141,4 | 119,5 | 105,4 | 100,0 | 70,7 | 50,0 | 31,6 |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|

З таблиці 3 видно, що значення Ω суттєво перевищують p_1 особливо для канатів великої довжини.

2.2. Власні частоти каната на інтервалі/ділянці пуску вантажопідйомного механізму.

Власні частоти каната для цього випадку визначаються з наступного трансцендентного рівняння, яке слід розв'язувати за допомогою ПЕОМ:

$$\left\{ mm_1 p^4 - E^2 S^2 \cdot \frac{p^2}{v^2} \right\} \cdot \sin\left(\frac{pl}{v}\right) + \left\{ ES \cdot \frac{p^3}{v} (m - m_1) \right\} \cdot \cos\left(\frac{pl}{v}\right) = 0. \quad (33)$$

Коефіцієнт динамічності у канаті вантажопідйомного механізму визначається по формулах, наведених вище для точки закріплення вантажу ($z = l$) для випадку оптимального пуску системи за заданих режимів руху вантажу й приводу з барабаном (теж оптимальних у сенсі критерію якості руху системи на ділянці пуску).

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована фізико-механічна модель вантажопідйомного механізму крана на ділянці його пуску як системи з дискретно-континуальними параметрами.

2. Визначені режими руху вантажу та приводного механізму з барабаном, які задовольняють критерію якості руху системи, що мінімізує коефіцієнт динамічності у канатах на ділянці пуску механізму.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані для аналізу, уточнення й вдосконалення інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу кранів на ділянці їх пуску з урахуванням дискретно-континуальних властивостей останніх, а також для визначення характерних власних частот коливань (довгих) канатів (з метою запобігання виникненню у них небажаних резонансів коливань) як на стадіях проектування/конструювання подібних систем, так і у режимах реальної експлуатації.

Продовження розгляду цієї теми у другій частині в даному випуску.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Волков Д.П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах /Д.П.Волков. – М.: Машгиз, 1958. – 269 с.

2. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах /С.Н.Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.

3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин /В.С.Ловейкин. – Л.: УМК ВО, 1990. – 166 с.

4. Ловейкин В.С. Мінімізація динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідйомних машин /В.С.Ловейкин //Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини (ГБДММ). – К., 1998. – Вип.№52. – С.63-68.

5. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки /Я.Г.Пановко, И.И.Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352.

6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара /Я.Г.Пановко. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.

7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний /Я.Г.Пановко. – М.:Наука, 1991. – 256 с.

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,

Национальный авиационный университет, г.Киев, Украина,

доцент **Чередниченко П.П.**, к.т.н., доцент **Остапущенко О.П.**,

к.т.н., доцент **Васильева А.Ю.**,

Киевский Национальный университет строительства и архитектуры

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЫЕ МОДЕЛИ В АНАЛИЗЕ И ОПТИМИЗАЦИИ (МИНИМИЗАЦИИ) ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ГРАДОСТРОЕНИИ И ТРАНСПОРТНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ (ЧАСТЬ I)

Проведен анализ динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных машин и кранов, которые используются в градостроении, современных транспортных технологиях, погрузочно-разгрузочных операциях. Рассмотрены дискретные, континуальные и дискретно-континуальные модели грузоподъемных механизмов кранов. В указанных моделях упругие элементы (канаты) сначала учтены как элементы, которые имеют упругие свойства системы с сосредоточенными параметрами. Поэтому канат в грузоподъемном механизме учтен как пружина определенной жесткости. Однако такой подход не является корректным для канатов значительной длины (более 10 метров), у которых могут возникать при подъеме/спуске грузов волновые процессы, которые могут значительно увеличить динамические нагрузки (в частности, коэффициент динамичности) – это так называемая модель каната как системы с распределенными параметрами. По мнению авторов данной работы, наиболее корректным является подход, который учитывает дискретные свойства собственно

каната (длиной более 10 метров), то есть анализ динамических нагрузок осуществляется в пределах дискретно-континуальной модели.

Работа состоит из нескольких частей, в каждой из которых всесторонне и детально проанализированы динамические нагрузки в канатах в пределах каждой из указанных выше моделей для режимов пуска/торможения грузоподъемных механизмов кранов, а также рассчитаны параметры рабочих процессов, при которых указанные выше нагрузки становятся оптимальными по величине (то есть принимают минимальные значения при разных способах подъема груза: а) “с земли” (“с основы”), б) “с веса”, как, кстати, и коэффициент динамичности.

Ключевые слова: дискретно-континуальное моделирование; анализ; динамическая оптимизация; нагрузка; упругие элементы/канаты; грузоподъемные механизмы; краны; градостроительство; транспортные технологии.

Ph.D., Associate Professor **Chovnyuk Yuriy**,

National Aviation University, Kyiv, Ukraine,

Associate Professor **Cherednichenko Petro**,

Ph.D., Associate Professor **Ostapushchenko Olga**,

Ph.D., Associate Professor **Vasileva Hanna**,

Kyiv National University of Construction and Architecture, Ukraine

DISCRETE-TO-CONTINUUM MODELS IN ANALYSIS AND OPTIMIZATION (MINIMIZATION) OF DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS/CARRIER CABLES OF HOISTING MACHINERY USED IN URBAN PLANNING AND TRANSPORT TECHNOLOGIES (PART I)

The analysis dynamic loads in elastic elements (ropes) of hoisting machines and cranes used in urban planning, loading and unloading operations and transport technologies was carried out. Discrete, continuous and discrete-continuous models of crane lifting mechanisms considered. In these models the elastic elements (ropes) are initially considered as elements that have elastic properties of the system with concentrated parameters. Therefore the rope in the lifting mechanism is taken into account as a certain rigidity spring. However, this approach is not correct for quite long ropes (more than 10 meters), in which wave processes can occur during lifting/lowering of loads. These processes can significantly increase the dynamic loads – the so-called rope model as a system with distributed parameters. According to the authors of this work, the most correct approach is one that takes into account the discrete properties of the rope (more than 10 meters) itself. That is, the analysis of dynamic loads is carried out within a discrete-continuous model.

The work consists of several parts, in each of which the dynamic loads in the ropes within each of above starting/braking of the crane lifting mechanisms models are comprehensively and in detail considered. Also parameters of work processes at which the above loads become optimal in magnitude calculated (that is, take the minimum values for different ways of lifting cargo: a)“from the base” (“from the ground”), b)“from the weith”, as, incidentally, the coefficient of dynamism.

Key words: discrete-continuous modeling; analysis; dynamic optimization; load; elastic elements (ropes); hoisting mechanisms; cranes; urban planning; transport technologies.

REFERENCES

1. Volkov D.P. *Dinamicheskiye nahruzky v unyversalnykh ekskavatorakh-kranakh* /D.P.Volkov. – M.: Mashhyz, 1958. – 269 s. {in Russian}
2. Kozhevnykov S.N. *Dinamyka nestatsyonarnykh protsessov v mashynakh* /S.N.Kozhevnykov. – K.: Naukova dumka, 1986. – 288 s. {in Russian}
3. Loveikyn V.S. *Raschety optimalnykh rezhymov dvyzheniya mekhanyzmov stroytelnykh mashyn* /V.S.Loveikyn. – L.: UMK VO, 1990. – 166 s. {in Russian}
4. Loveikyn V.S. *Minimizatsiia dynamichnykh navantazhen u pruzhnykh elementakh vantazhopidionnykh mashyn* /V.S.Loveikyn //Hirnychi, budivelni, dorozhni i melioratyvni mashyny (HBDMM). – K., 1998. – Vyp.№52. – S.63-68. {in Russian}
5. Panovko Ya.H. *Ustoichyvost y kolebaniya upruhykh system: Sovremennye kontseptsyy, paradoksy y oshybky* /Ya.H.Panovko, Y.Y.Hubanova. – M.: Nauka, 1987. – 352. {in Russian}
6. Panovko Ya.H. *Osnovy prykladnoi teoryy kolebaniy y udara* /Ya.H.Panovko. – Leningrad: Polytekhnyka, 1990. – 272 s. {in Russian}
7. Panovko Ya.H. *Vvedeniye v teoryiu mekhanycheskykh kolebaniy* /Ya.H.Panovko. – M.: Nauka, 1991. – 256 s. {in Russian}