



Харченко Є. В.

Носов Ю. Є.

Національний
університет
“Львівська
політехніка”

УДК 621.86.017.4

РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДЙІМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ З УРАХУВАННЯМ ДІЇ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Рассматриваются результаты математического моделирования переходных и установившихся режимов работы строительного подъемного устройства со стационарно смонтированным приводом. Учитывается непостоянство упруго-инерционных параметров устройства и диаметра барабана. Исследуется долговечность оси кронблока, удерживающего подъемный канат.

There are considered the results of the mathematical modeling of nonstationary and established modes of the building lifting device with a stationary installed drive. During the calculation take into account inconstancy of elastic-inertial parameters of the device and diameter of the drum. There is investigated the durability of the crown block axis, holding the lifting rope.

Постановка проблеми. Розвиток нових галузей промисловості та прогресуюча урбанізація вимагають інтенсифікації процесів спорудження сучасних висотних будівель. Це, в свою чергу, спонукає до пошуку нових конструкцій підйімально-транспортної техніки, які б забезпечували піднімання вантажу на значну висоту (150–200 м) з достатньо високою швидкістю (1–2 м/с). До таких пристроїв належать будівельні підйімальні пристрої фірм Steinweg, ПМГ, GEDA, IZA, ONIK тощо.

Важливою задачею динаміки і технічної діагностики будівельних підйімальних пристроїв є визначення довговічності елементів конструкцій, що дозволить реалізувати їх належну експлуатацію та правильне технічне обслуговування. Зазвичай, розрахунки на втомну міцність лише наближено враховують динамічні навантаження, що виникають під час перехідних процесів. У даній праці проводиться визначення ресурсу елементів підйімального пристрою з урахуванням як стаціонарних, так і нестационарних режимів роботи.

Аналіз літературних досліджень. Дослідження з динаміки вантажопідйімальних машин [1–3] показують, що найбільш небезпечними є перехідні процеси, які нерідко призводять до накопичення втомних пошкоджень у деталях і вузлах, а у деяких випадках – до виникнення напружень, що

перевищують межу міцності матеріалу. Чималу роль у втомному руйнуванні елементів конструкцій відіграють змінні навантаження. Урахування одночасної дії стаціонарних та нестационарних динамічних навантажень є особливо актуальним для підйімально-транспортної техніки, технологічні цикли якої включають режими усталеного руху, пуски і зупинки [1, 4].

Динаміка нестационарних режимів роботи будівельного підйімального пристрою з приводом, змонтованим у каретці, розглядалась у попередній статті авторів [5], а у праці [6] проводилося прогнозування тривалості життєвого циклу вузла з'єднання каната противаги з кареткою за допомогою рівняння NASGRO [7]. Існуючі задачі з динаміки підйімальних пристроїв [8–11] показують, що під час розгону підйімальних систем виникають значні динамічні зусилля у пружних ланках. Однак, у даних задачах не беруться до уваги електромагнітні явища, що виникають у привідних двигунах під час нестационарних режимів розгону та гальмування, а у працях [8, 9, 11] також не враховується несталість пружно-інерційних параметрів підйімальної системи внаслідок навивання каната на привідний барабан. Для забезпечення достатньої точності розрахунків динамічних навантажень, що виникають під час перехідних



процесів у привідних системах, необхідно досліджувати механічні коливання у тісному взаємозв'язку з електромагнітними процесами у привідних двигунах [12, 13].

Актуальними на сьогодні є задачі прогнозування ресурсу елементів підймальних машин [14–16]. У зарубіжних виданнях часто зустрічаються задачі прогнозування тривалості життєвого циклу елементів механізмів і машин, які сприймають циклічні навантаження змінної амплітуди. Такі праці в основному опираються на комп'ютерні алгоритми визначення швидкості росту тріщини. Зокрема, у статтях [17, 18] виконуються розрахунки кількості циклів до руйнування елементів літаків за допомогою обчислювальної системи Afgrow, результати яких порівнюються з даними експериментальних розрахунків. Аналогічні дослідження виконані у праці [19], однак вже для чавунних трубопроводів великого діаметру. Моделі прогнозування росту тріщин, закладені у Afgrow, широко використовуються як в інженерних розрахунках, так і в наукових дослідженнях. Хоча результати моделювання не можуть замінити реальні випробування, однак вони забезпечують досить високу достовірність розрахункових даних.

Постановка задачі. Метою даної праці є дослідження довговічності осі кронблока будівельного підймального пристрою з урахуванням нестационарних режимів розгону та гальмування і усталеного руху каретки з вантажем. Спектр динамічних навантажень будуємо шляхом числової реалізації математичної моделі нестационарних процесів у підймальному пристрої, що включає диференціальні рівняння руху механічної системи та диференціальні рівняння електромагнітних явищ у асинхронному двигуні. Кількість циклів до руйнування осі кронблока визначаємо за допомогою рівняння NASGRO, яке дозволяє прогнозувати швидкість росту тріщини у матеріалі.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 зображена розрахункова схема підймального пристрою, що виконує піднімання вантажу за рахунок навівання каната, з'єданого з кареткою і перекинутого через кронблок на вершині щогли, на привідний барабан. Для полегшення роботи приводу передбачена противага. Привід такого пристрою складається з електродвигуна, пружної муфти, колодкового гальма, редуктора та барабана.

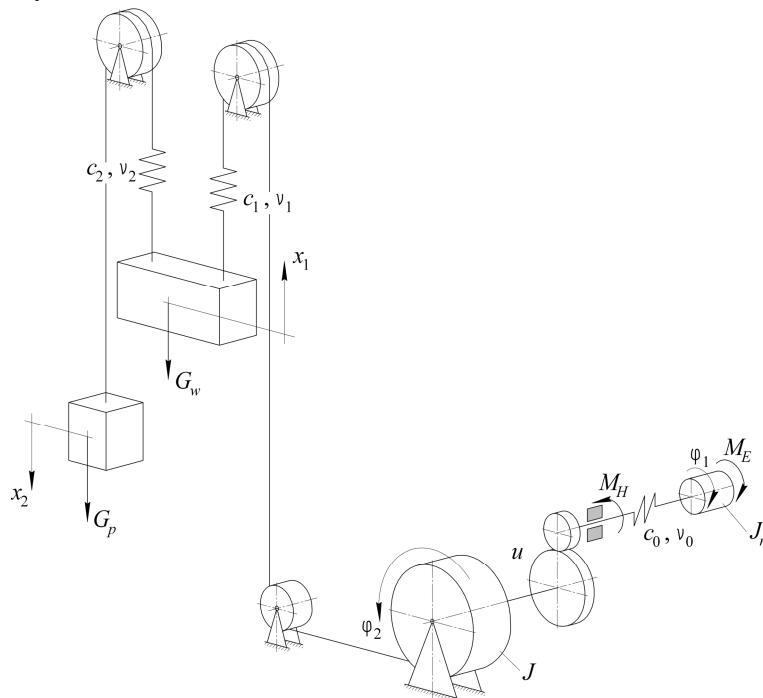
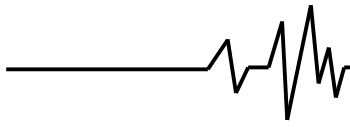


Рис. 1. Розрахункова схема будівельного підймального пристрою

На схемі прийняті такі позначення: J_m – момент інерції двигуна; J – зведені до барабана моменти інерцій редуктора та барабана; c_0 , c_1 , c_2 – жорсткості відповідно привідної муфти, робочої вітки підймального каната і каната противаги; v_0 , v_1 , v_2 – коефіцієнти дисипації відповідно привідної муфти, підймального

каната і каната противаги; M_E – електромагнітний момент двигуна; M_H – момент колодкового гальма; u – передавальне відношення редуктора; G_w , G_p – сили ваги каретки з вантажем і противаги; φ_1 , φ_2 , x_1 , x_2 – координати руху.

Рух механічної системи описуємо за



допомогою рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

де T , Π – кінетична і потенціальна енергії системи; Φ – функція Релея; q_j – узагальнена координата; t – час; Q_j – узагальнена сила; n – число ступенів вільності механічної системи (у даному випадку $n=4$).

У зв'язку з навіванням каната на барабан зведений момент інерції приводу під час піднімання вантажу зростає, тому кінетичну енергію подаємо у вигляді лінійної залежності від кута повороту барабана:

$$T = \frac{J_m \omega_1^2}{2} + \frac{(J_0 + J_1 \varphi_2) \omega_2^2}{2} + \frac{m_w v_1^2}{2} + \frac{m_p v_2^2}{2}, \quad (2)$$

де J_0 – значення зведеного моменту інерції, що відповідає координаті $\varphi_2=0$; J_1 – коефіцієнт пропорційності: $J_1 = \mu r^3$, причому μ – погонна маса каната; m_w, m_p – маси каретки з вантажем і противаги; r – радіус навівання каната на барабан;

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \quad v_1 = \frac{dx_1}{dt}; \quad v_2 = \frac{dx_2}{dt}. \quad (3)$$

Жорсткість підйимального каната у довільний момент часу визначаємо як

$$c = \frac{E_1 A_1}{l_0 - r\varphi_2}, \quad (4)$$

де E_1 і A_1 – модуль пружності і площа поперечного перерізу підйимального каната; l_0 – початкова довжина робочої вітки підйимального каната.

Приймаємо багаторівневу навівку каната на барабан за допомогою метода "ступенів" [20], що забезпечує плавний перехід підйимального каната на нові рівні навівки без защемлення. Зміна діаметра привідного барабана у процесі навівки каната відбувається ступінчасто з плавними переходами згідно з залежностями:

$$d = d_0, \text{ якщо } \varphi_2 < 2\pi n_v;$$

$$d = d_0 + d_k (1 + \sin(\varphi_2 - 2\pi n_v - 0,5\pi)),$$

$$\text{якщо } 2\pi n_v \leq \varphi_2 < 2\pi n_v + \pi;$$

$$d = d_0 + 2d_k, \text{ якщо } 2\pi n_v + 0,5\pi \leq \varphi_2 < 4\pi n_v;$$

$$d = d_0 + d_k (3 + \sin(\varphi_2 - 4\pi n_v - 0,5\pi)),$$

$$\text{якщо } 4\pi n_v \leq \varphi_2 < 4\pi n_v + \pi;$$

$$d = d_0 + 4d_k, \text{ якщо } 4\pi n_v + \pi \leq \varphi_2 < 6\pi n_v;$$

$$d = d_0 + d_k (5 + \sin(\varphi_2 - 6\pi n_v - 0,5\pi)),$$

$$\text{якщо } 6\pi n_v \leq \varphi_2 < 6\pi n_v + \pi;$$

$$d = d_0 + 6d_k, \text{ якщо } 6\pi n_v + \pi \leq \varphi_2 < 8\pi n_v,$$

де d_0 – початковий діаметр привідного

барабана; d_k – діаметр каната; n_v – кількість витків каната, що розміщуються на одному рівні барабана.

З урахуванням (4) потенціальну енергію записуємо у вигляді

$$\Pi = \frac{c_0 (\varphi_1 - u\varphi_2)^2}{2} + \frac{E_1 A_1 (r\varphi_2 - x_1)^2}{2(l_0 - r\varphi_2)^2} + \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)^2}{2l_2}, \quad (5)$$

де l_2 – довжина каната противаги; E_2, A_2 – модуль пружності і площа поперечного перерізу каната противаги.

Функція Релея відображає дисипацію енергії у привідній муфті, підйимальному канаті та канаті противаги

$$\Phi = \frac{v_0 (\omega_1 - u\omega_2)^2}{2} + \frac{v_1}{2(l_0 - r\varphi_2)} \times \left[\frac{r\omega_2 (l_0 - x_1)}{l_0 - r\varphi_2} - v_1 \right]^2 + \frac{v_2}{l_2} (v_2 - v_1)^2. \quad (6)$$

За узагальнені координати приймаємо переміщення елементів системи $\varphi_1, \varphi_2, x_1, x_2$. Узагальнені сили:

$$Q_1 = M_E; \quad Q_2 = -M_H; \quad Q_3 = -G_w; \quad Q_4 = G_p, \quad (7)$$

де

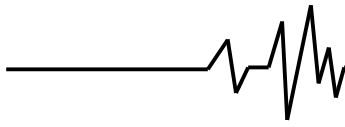
$$G_w = m_w g; \quad G_p = m_p g, \quad (8)$$

де g – прискорення вільного падіння.

З урахуванням (1) – (8) записуємо рівняння руху механічної системи у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_1; \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2; \quad \frac{dx_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dx_2}{dt} = v_2; \\ \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{M_E}{J_m} - \frac{c_0 (\varphi_1 - u\varphi_2)}{J_m} - \frac{v_0 (\omega_1 - u\omega_2)}{J_m}; \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= -\frac{J_1 \omega_2^2}{2(J_0 + J_1 \varphi_2)} + \frac{c_0 u (\varphi_1 - u\varphi_2)}{J_0 + J_1 \varphi_2} - \\ &\quad - \frac{E_1 A_1 r (r\varphi_2 - x_1) (2l_0 - r\varphi_2 - x_1)}{2(J_0 + J_1 \varphi_2) (l_0 - r\varphi_2)^2} + \\ &\quad + \frac{v_0 u (\omega_1 - u\omega_2)}{J_0 + J_1 \varphi_2} - \frac{v_1 r^2 \omega_2 (l_0 - x_1)^2}{(J_0 + J_1 \varphi_2) (l_0 - r\varphi_2)^3} + \\ &\quad + \frac{v_1 r v_1 (l_0 - x_1)}{(J_0 + J_1 \varphi_2) (l_0 - r\varphi_2)^2} - \frac{u M_H}{J_0 + J_1 \varphi_2}; \\ \frac{dv_1}{dt} &= \frac{E_1 A_1 (r\varphi_2 - x_1)}{m_w (l_0 - r\varphi_2)} + \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)}{m_w l_2} + \\ &\quad + \frac{v_1 r \omega_2 (l_0 - x_1)}{m_w (l_0 - r\varphi_2)^2} - \frac{v_1 v_1}{m_w (l_0 - r\varphi_2)} + \frac{v_2 (v_2 - v_1)}{m_w l_2} - g; \\ \frac{dv_2}{dt} &= \frac{E_2 A_2 (x_1 - x_2)}{m_p l_2} + \frac{v_{02} (v_1 - v_2)}{m_p l_2} + g. \quad (9) \end{aligned}$$

Покладаємо, що з переходом до гальмівного режиму руху системи



електромагнітний момент двигуна стає рівним нулю. Момент колодкового гальма до початку гальмування дорівнює нулю, тобто,

$$M_H = 0, \text{ якщо } t < t_h,$$

де t_h – час моменту початку гальмування.

У процесі гальмівного руху ($\omega_2 \neq 0$) цей момент змінюється згідно з залежностями:

$$M_H = M_{Hn} \frac{(t - t_h)^2}{t_z^2} \operatorname{sgn}(\omega_2), \text{ якщо } t_h \leq t \leq t_h + t_z;$$

$$M_H = M_{Hn} \cdot \operatorname{sgn}(\omega_2), \text{ якщо } t > t_h + t_z,$$

де M_{Hn} – номінальне значення гальмівного моменту колодкового гальма; t_z – час спрацювання механізму гальма.

У випадку нерухомого візка ($\omega_2 = 0$) момент, що розвивається гальмом, становить

$$M_H = \left[\frac{E_1 A_1 r (r\varphi_2 - x_1)(2l_0 - r\varphi_2 - x_1)}{2(l_0 - r\varphi_2)^2} \right] \frac{r}{u} - \left[\frac{v_1 r^2 \omega_2 (l_0 - x_1)^2}{(l_0 - r\varphi_2)^3} + \frac{v_1 r v_1 (l_0 - x_1)}{(l_0 - r\varphi_2)^2} \right] \frac{r}{u}, \text{ якщо } t \geq t_h.$$

Початкові умови інтегрування диференціальних рівнянь (9) визначаємо з розгляду рівноваги системи у стані спокою,

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = 0; \quad x_1(0) = -\frac{(m_w - m_p)gl_0}{E_1 A_1};$$

$$x_2(0) = \frac{m_p gl_2}{E_2 A_2} - \frac{(m_w - m_p)gl_0}{E_1 A_1}; \quad \omega_1(0) = 0;$$

$$\omega_2(0) = 0; \quad v_1(0) = 0; \quad v_2(0) = 0. \quad (10)$$

Диференціальні рівняння електромагнітних перехідних процесів в асинхронному двигуні подаємо у вигляді

$$\frac{di_s}{dt} = A_s(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r),$$

$$\frac{di_r}{dt} = A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \quad (11)$$

де i_s, i_r, u_s – матриці-колонки проєкцій струмів статора і ротора на координатні осі x, y і матриця-колонка проєкцій напруги живильної мережі; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r – матриця швидкостей обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колонки потокозчеплень. Індекс s вказує на приналежність величини до обмотки статора, а r – до обмотки ротора.

Детальний опис параметрів рівнянь (11) наводиться у працях [5, 12]. Проєкції векторів струмів на осі координат у початковий момент часу дорівнюють нулю

$$i_{sx} = 0, \quad i_{sy} = 0, \quad i_{rx} = 0, \quad i_{ry} = 0. \quad (12)$$

Аналіз пускових режимів роботи привідної системи зводиться до інтегрування системи диференціальних рівнянь (9), (11) з урахуванням початкових умов (10), (12).

Електромагнітний момент двигуна, що фігурує у рівняннях (9), визначаємо як

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}),$$

де p_0 – число пар магнітних полюсів.

На рис. 2, 3 показано приклад розрахунку процесу пуску підйомального пристрою з противагою, виконаного за таких вихідних даних. Двигун АО2-71-4 ($P=22$ кВт; $\omega_0=157$ рад/с; $p_0=2$; $R_s=0,0825$ Ом; $R_r=0,107$ Ом; $\alpha_s=819,7$ Г⁻¹; $\alpha_r=819,7$ Г⁻¹; $\alpha_m=23,42$ Г⁻¹; $U_m=310,5$ В; $a_1=4,714 \cdot 10^{-2}$ Вб/А; $a_2=-2,094 \cdot 10^{-5}$ Вб/А³; $a_3=6,003 \cdot 10^{-9}$ Вб/А⁵; $i_{mk}=15,0$ А). Параметри механічної системи: $J_m=0,83$ кг·м²; $J=1109,4$ кг·м²; $m_w=2000$ кг; $m_p=700$ кг; $u=86$; $n_v=5$; $d_0=0,37$ м; $l_0=200$ м; $l_2=102$ м; $c_0=320$ Н·м/рад; $v_0=1$ Н·м·с/рад; $E_1=E_2=1,5 \cdot 10^5$ МПа; $A_1=A_2=141,3$ мм²; $v_1=v_2=700$ Н·с. Колодкове гальмо ТКТ-200/100 ($M_{Hn}=150$ Н·м). Приймаємо момент початку гальмування $t_h=6$ с, а час спрацювання гальма $t_z=0,25$ с.

Зусилля в канатах і осьове навантаження на щоглу визначаємо за формулами:

$$F_1 = \frac{E_1 A_1 (r\varphi_2 - x_1)}{l_0 - r\varphi_2} + \frac{v_1 r \varphi_2 (l_0 - x_1)}{(l_0 - r\varphi_2)^2} - \frac{v_1 v_1}{l_0 - r\varphi_2};$$

$$F_2 = \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)}{l_2} + \frac{v_2 (v_2 - v_1)}{l_2}; \quad F_0 = 2F_1 + 2F_2.$$

На рис. 2 зображені графіки зміни електромагнітного моменту двигуна та швидкості обертання ротора двигуна під час розгону привідної системи пристрою. З даних рисунків бачимо, що розгін підйомальної системи відбувається близько 1 с. Для цього режиму характерні інтенсивні коливання електромагнітного моменту двигуна з частотою, що приблизно дорівнює частоті напруги живильної мережі (50 Гц).

На рис. 3 показані часові залежності зусиль у канатах та сумарного навантаження на щоглу. З даних рисунків бачимо, що початковий етап розгону призводить до утворення інтенсивних коливань, що тривають протягом усього періоду руху каретки з вантажем. З початком гальмування (6 с) виникає стрибкоподібне збільшення амплітуди коливань усіх зусиль. Більші значення зусиль у елементах механічної системи під час гальмування пов'язані з більшим значенням гальмівного моменту у порівнянні зі значенням моменту привідного двигуна.

Розрахункові максимальні значення зусиль у підйомальному канаті, канаті противаги та сумарне навантаження на щоглу, що виникають під час режимів розгону і гальмування за різних значень мас каретки з вантажем та противаги наведені у таблиці.

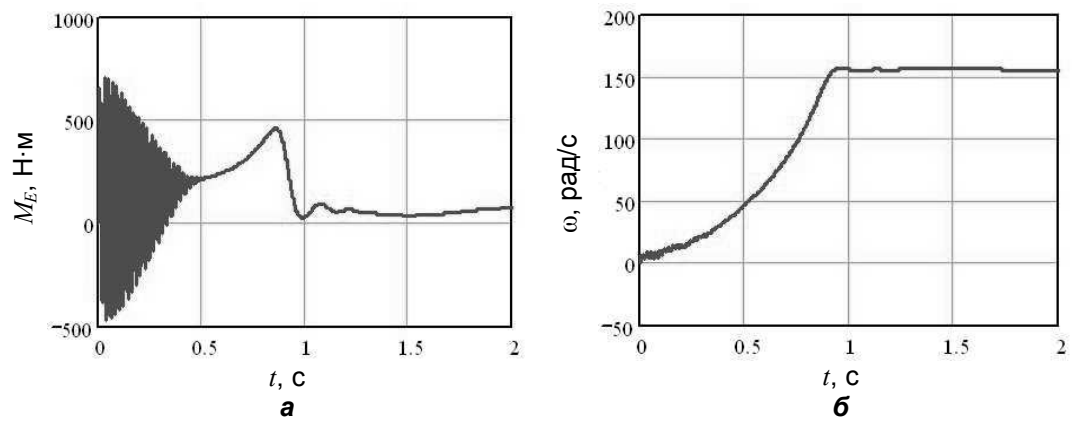


Рис. 2. Часові залежності електромагнітного моменту (а) і швидкості обертання ротора двигуна (б)

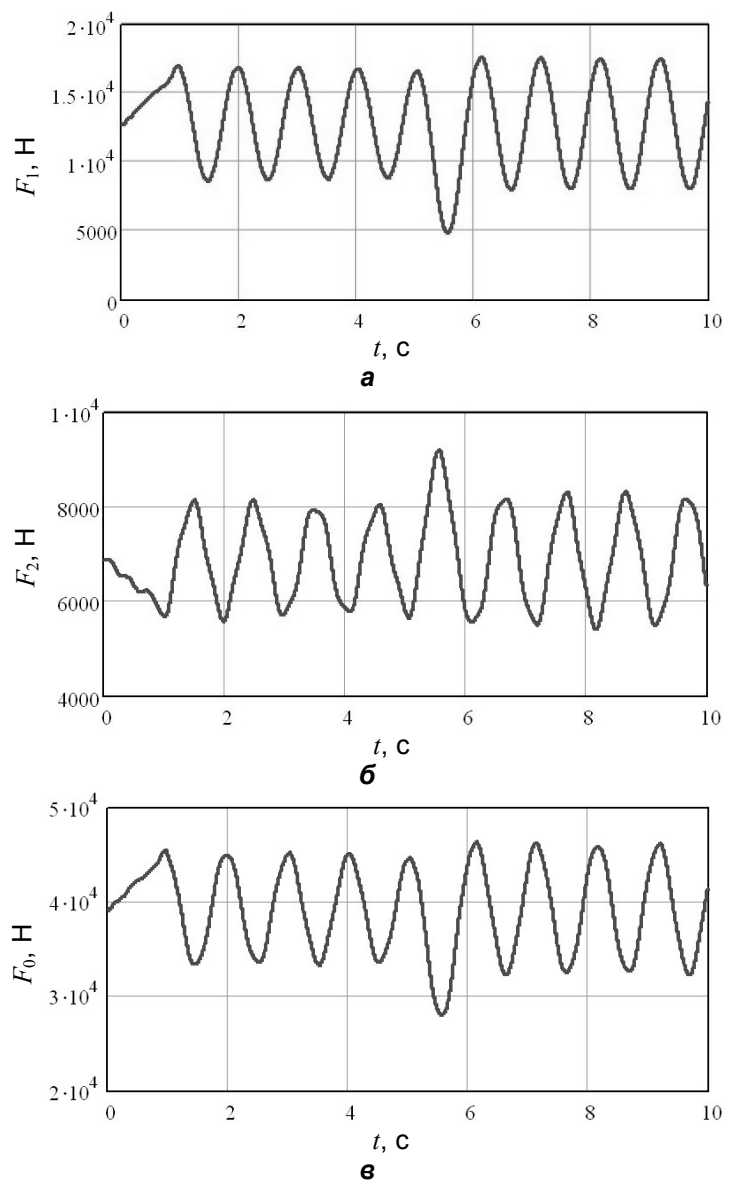
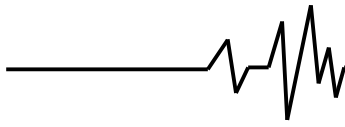


Рис. 3. Часові залежності зусилля у підйимальному канаті (а), канаті протизваги (б) та сумарного навантаження на щоглу (в)



З наведених у таблиці даних бачимо, що зі збільшенням маси каретки з вантажем зростають величини усіх розрахункових зусиль, окрім сили натягу каната противаги. Застосування противаги дозволяє значно зменшити зусилля у підйимальному канаті, сумарне навантаження на щоглу та зменшити

навантаження на привідну систему. Як показують результати, максимальні значення зусиль під час гальмування є більшими за аналогічні величини під час розгону, що пояснюється більшим значенням моменту колодкового гальма за значення моменту привідного двигуна.

Зусилля у підйимальному канаті (F_1), канаті противаги (F_2) та сумарне навантаження на щоглу (F_0)

m_w , кг	m_p , кг	Розгін			Гальмування		
		F_1 , кН	F_2 , кН	F_0 , кН	F_1 , кН	F_2 , кН	F_0 , кН
1400	300	13,83	3,551	32,42	13,92	3,562	32,58
	500	12,06	5,945	32,25	11,74	6,385	31,85
	700	10,46	8,364	32,12	10,02	8,720	31,80
	900	9,112	10,93	32,77	9,054	10,92	32,95
2000	300	20,50	3,500	45,76	18,65	3,568	42,69
	500	18,66	5,886	45,49	17,67	6,400	43,59
	700	17,00	8,140	45,43	17,66	9,051	46,30
	900	15,50	10,67	45,67	17,55	11,40	48,05
2600	300	27,17	3,459	59,16	26,27	3,422	57,65
	500	25,31	5,789	58,85	22,46	5,819	54,32
	700	23,45	8,147	58,49	19,71	8,301	53,00
	900	21,77	10,36	58,48	19,74	10,93	55,76
3200	300	33,24	3,383	71,48	35,93	3,622	76,37
	500	31,84	5,667	71,89	35,65	6,232	78,48
	700	30,09	8,060	71,87	34,16	8,889	78,56
	900	28,18	10,35	71,36	32,10	11,21	77,62
3800	300	39,43	3,334	83,93	47,76	3,991	99,37
	500	37,93	5,611	84,20	40,97	5,993	89,73
	700	36,04	7,865	83,98	44,84	9,365	98,57
	900	34,69	10,19	84,43	43,05	11,92	97,82

На рис. 4 зображені залежності часу гальмування, коефіцієнтів динамічності зусиль у канатах та сумарного навантаження на щоглу від номінального значення гальмівного моменту колодкового гальма. З графіків видно, зі збільшенням гальмівного моменту спостерігається зменшення часу гальмування за квазі гіперболічною залежністю, але одночасно зростають зусилля у елементах системи. Зміною номінального значення гальмівного моменту колодкового гальма ТКТ-200/100 у робочому діапазоні (100–220 Нм) можна скоротити час гальмування на 36 %, однак це призводить до зростання зусиль у елементах системи на 15-40 %.

На рис. 5 наведена залежність коефіцієнтів динамічності зусиль у канатах та сумарного навантаження на щоглу від часу спрацювання механізму колодкового гальма. Отримані залежності показують, що за допомогою плавнішого вмикання гальма можна суттєво зменшити зусилля у елементах системи, зокрема, збільшення часу спрацювання гальма з 0,25 до 0,5 с дозволяє зменшити максимальне значення зусиль у підйимальному канаті на 8 %.

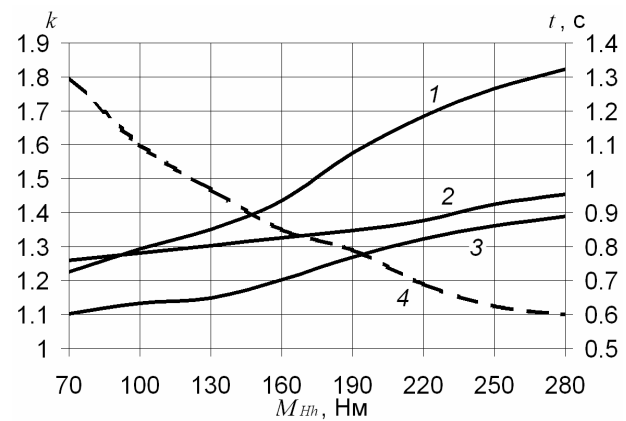


Рис. 4. Залежності коефіцієнтів динамічності зусиль у підйимальному канаті (1), канаті противаги (2), сумарного навантаження на щоглу (3) та часу гальмування (4) від номінального значення моменту колодкового гальма

Розрахунок на довговічність виконуємо для осі кронблока підйимального каната. Його схема кронблока представлена на рис. 6. Кронблок складається з нерухомо закріпленої осі 1, навколо якої на кулькових підшипниках 2 обертається шків кронблока 3. Значення

геометричних параметрів: $a=80$ мм; $b=60$ мм; $c=40$ мм; $d=10$ мм; $e=5$ мм; $d_1=28$ мм; $d_2=30$ мм; $d_3=40$ мм; $d_4=80$ мм.

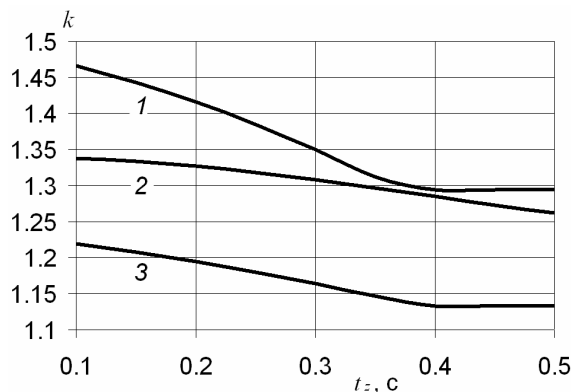


Рис. 5. Залежності коефіцієнтів динамічності зусилля у підйимальному канаті (1), канаті протизваги (2) та сумарного навантаження на щоглу (3) від часу спрацювання колодкового гальма

Небезпечною для зародження та росту тріщин у матеріалі скоби є зона з максимальними напруженнями розтягу, яку знаходимо за допомогою методу скінченних елементів. Під час розрахунків приймаємо жорстке защемлення кінців осі кронблока, а до робочої поверхні шківів прикладаємо розподілене навантаження.

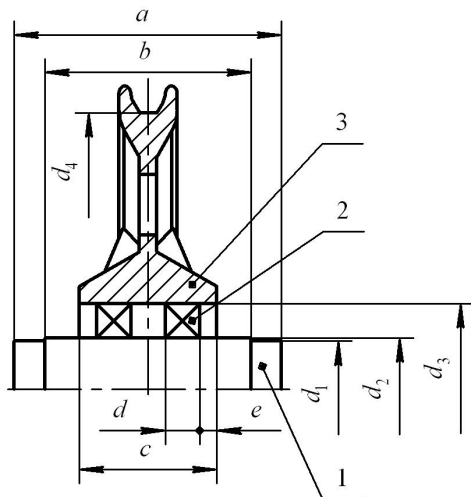


Рис. 6. Схема кронблока канатів: 1 – вісь; 2 – підшипники кочення; 3 – шків

Результати розрахунків елементів кронблока на статичну міцність подані на рис. 7, з якого видно, що максимальні напруження розтягу виникають у зоні защемлення осі кронблока, що викликані максимальним значенням згинального моменту у цій ділянці.

Для визначення залежності максимальних напружень розтягу у небезпечному перерізі від прикладеного

навантаження виконуємо серію розрахунків за допомогою методу скінченних елементів, змінюючи значення прикладеної сили у межах діапазону динамічних навантажень. В результаті отримуємо залежність максимальних нормальних напружень осі кронблока від зусилля у канаті, врахувавши, що радіальне навантаження на кронблок є вдвічі більшим від зусилля у канаті:

$$\sigma_{\max} = 9,564 \cdot 10^{-3} \cdot F, \text{ МПа}, \quad (13)$$

де F – сила розтягу каната, Н.

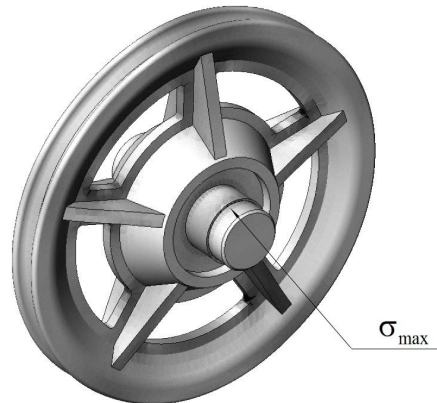


Рис. 7. Розташування зони максимальних напружень розтягу у матеріалі осі кронблока

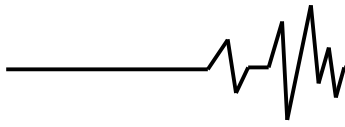
За допомогою залежності (13) та відомих спектрів навантажень (рис. 3) будемо спектри максимальних напружень у небезпечному перерізі осі кронблока.

Для прогнозування швидкості росту тріщини в осі кронблока застосовуємо рівняння NASGRO, розроблене фахівцями з NASA:

$$\frac{da}{dN} = C \left[\frac{1-f}{1-R} \Delta K \right]^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{\max}}{K_c} \right)^q}, \quad (14)$$

де a – довжина тріщини; N – кількість циклів навантаження; C , n , p , q – коефіцієнти, що визначаються експериментально; f – функція Ньюмана; R – коефіцієнт асиметрії циклу; ΔK – діапазон коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) для певного циклу навантаження, $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$; ΔK_{th} – мінімальне граничне значення діапазону КІН; K_{\max} – максимальне значення КІН; K_c – критичне значення КІН.

Детальний опис параметрів рівняння (14) та алгоритм розрахунку на довговічність висвітлені у матеріалах праць [6, 7]. Для врахування зони пластичної деформації в околі вершини тріщини, що сповільнює її ріст, застосовуємо універсальну модель Вілленборга [21], що вводить поняття "дійсного"



коефіцієнту інтенсивності напружень, який визначається з урахуванням зони пластичної деформації біля вершини тріщини.

У системі AFGROW виконуємо розрахунки на витривалість осі кронблока, діаметром 30 мм, що працює на згин. Ріст тріщини відбувається від периметра круга до його центру, початкову довжину тріщини в радіальному напрямі задаємо рівною 0,1 мм. Матеріал осі – сталь А36 Plt (ASTM A10 Series).

Розрахунки на довговічність виконуємо для типових режимів навантаження, що зображені на рис. 8, а, де по осі ординат відкладені маси каретки з вантажем, а по осі абсцис – кількості підйомів вантажу певної маси. Позначення режимів на рисунку: Л – легкий, СН – середній нормальний, СР – середній рівно-ймовірний, В – важкий, П – постійний. Маса противаги приймаємо сталю $m_p=500$ кг. На рис. 8, б показаний розподіл цих режимів навантаження, який вже побудований на основі максимальних значень динамічних навантажень підйимального каната, отриманих в результаті розрахунку стаціонарних та нестаціонарних процесів. Бачимо, що для розподілів типових режимів навантаження, побудованих на основі статичних та динамічних значень навантажень, характерна деяка відмінність, що викликана різними значеннями зусилля у канаті під час усталених та перехідних режимів роботи.

Результати розрахунків у вигляді діаграми, що відображає кількість циклів "пуск - усталений режим - гальмування" до руйнування та напрацювання у годинах для осі кронблока, зображені на рис. 9. Як показують результати розрахунків, час напрацювання осі кронблока з переходом від постійного режиму навантаження до важкого, середнього рівноймовірного, середнього нормального та легкого збільшується відповідно у 1,2; 3; 5,9 та 19,6 рази.

Висновки. Побудована математична модель перехідних і усталених режимів роботи будівельного підйимального пристрою дає можливість з достатньою точністю визначати зусилля в елементах підйимальної системи та обґрунтувати параметри процесів пуску і гальмування.

Отримані результати показують, що за рахунок збільшення номінального значення гальмівного моменту колодкового гальма можна значно скоротити час від початку гальмування до зупинки каретки з вантажем, однак це призводить до зростання зусиль у підйимальному канаті, канаті противаги та сумарного навантаження на щоглу будівельного підйимального пристрою.

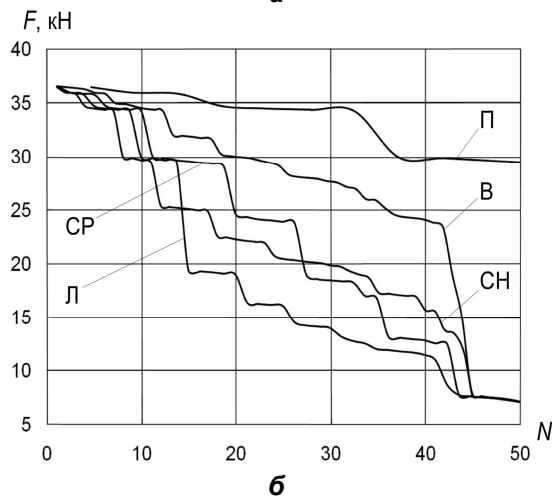
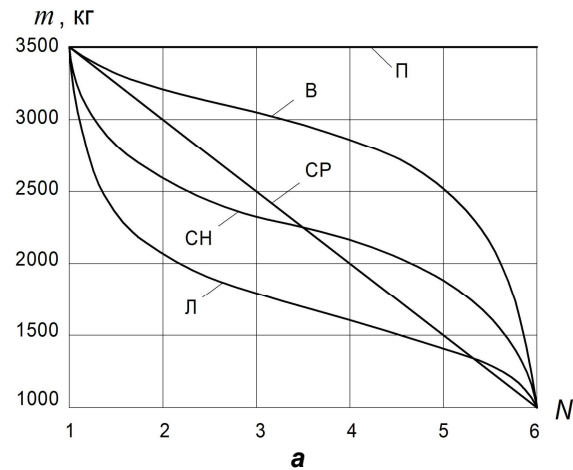


Рис. 8. Типові режими навантаження, побудовані на основі статичних (а) та динамічних (б) значень навантажень

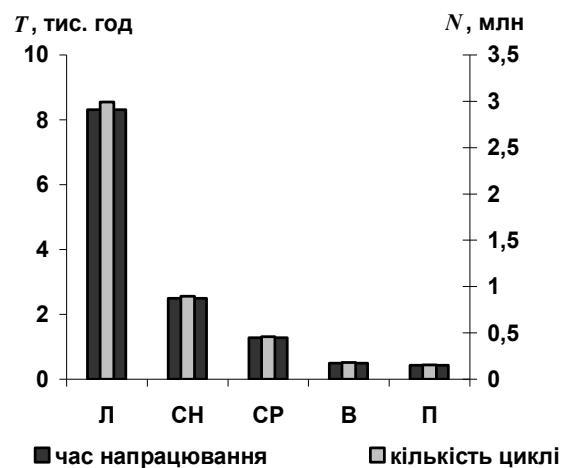


Рис. 9. Залежність довговічності осі кронблока від режиму навантаження

Запропонований підхід дає можливість визначати розрахунковий ресурс деталей привідних систем і несвіних конструкцій з урахуванням дії як стаціонарних, так і



нестационарних динамічних навантажень. Значна відмінність ресурсу елементів пристрою за різних режимів навантаження свідчить про істотний вплив на довговічність конструкцій не лише маси транспортованого вантажу, а й динамічних явищ, що виникають під час нестационарних режимів роботи пристрою.

Література

1. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
2. Малащенко В. О., Мартинців М. П., Бариляк В. В. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопідіймальних машин із канатною тягою // Підйомно-транспортна техніка, №4. – Дніпропетровськ, 2004. – С. 41–48.
3. Фиделев В. С. Подъемно-транспортные машины. – К.: Вища школа, 1976. – 220 с.
4. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
5. Харченко Є. В., Собковскі С., Носов Ю. Є. Вплив податливості муфти привідного механізму на динаміку підйомального пристрою // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні / Український міжвідомчий науково-технічний збірник, №43. – Львів, 2009. – С. 80–87.
6. Харченко Є. В., Носов Ю. Є. Прогнозування тривалості життєвого циклу з'єднуючої скоби каната підйомального пристрою // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні / Український міжвідомчий науково-технічний збірник, №45. – Львів, 2011. – С. 151–159.
7. Harter J. A. AFGROW User Guide and Technical Manual. – 2008. – <http://www.afgrow.net/downloads/download.aspx>.
8. Нестеров А. П., Осипова Т. Н. Методика составления упрощенной эквивалентной динамической схемы канатопровода барабанного подъемника // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, № 44. – Харьков, 2010. – С. 50–53.
9. Нестеров А. П., Осипова Т. Н. Динамика и оптимизация динамических параметров упругих связей канатных подъемников // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, № 5/4 (35) – Харьков, 2008. – С. 44–47.
10. Булгаков В. М., Гриник І. В., Калетнік Г. М., Кравченко І. Є. Теоретичне дослідження підйомальних установок для виробництва гідропонного зеленого корму // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету, № 29. – Луганськ, 2011. – С. 273–283.
11. Зайцев В. С., Харланов О. В. Адаптивная система управления электроприводом грузоподъемного механизма крана // Вісник Приазовського державного технічного університету, № 19. – Маріуполь, 2009. – С. 215–217.
12. Чабан В. Й. Математичне моделювання в електротехніці. – Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2010. – 508 с.
13. Попович М. Г., Лозинський Ю. О., Крепиков В. Б. та ін. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи. – Київ: Либідь, 2005. – 680 с.
14. Немчук А. О., Стариков М. А. Определение остаточного ресурса металлоконструкции козлового крана // Труды Одесского политехнического университета, вып. 2(30). – Одесса, 2008. – С. 36–39.
15. Семененко Є. В., Коробочка О. М. Прогнозування зносу електромеханічних підйомників // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки), вип. 1(11). – Дніпродзержинськ, 2009. – С. 63–67.
16. Сакара А. А. Визначення ресурсу зварних з'єднань металоконструкцій вантажопідіймальних машин // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. пр., № 30. – Одесса, 2010. – С. 123–135.
17. Trego A., Cope D., Johnson P. and West D. Analytical methodology for assessing corrosion and fatigue in fuselage lap joints // Annual air force corrosion program conference. – Macon, Georgia, USA, 1998. – 11 p.
18. Murtagh B. J., Walker K. F. Comparison of analytical crack growth modelling and the A-4 wing test experimental results for a fatigue crack in an F-111 wing pivot fitting fuel flow hole number 58. // DSTO Aeronautical and maritime research laboratory. – Melbourne, Victoria, 1997. – 25 p.
19. Rajani B. B., Kleiner Y. Fatigue failure of large-diameter cast iron mains. – Water distribution system analysis 2010 (WDSA2010). – Tucson, AZ, USA, 2010. – Pp. 1–13.
20. Фидровская Н. Н., Варченко И. С. Многослойная навивка каната на барабан при помощи метода "ступеней" // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, № 5/7 (53). – Харьков, 2011. – С. 7–10.
21. Gallagher J. P. A generalized development of yield-zone models. – AFFDL-TM-74-28, Air force flight dynamics laboratory, Wright-Patterson air force base. – Ohio, 1974. – 72 p.