УДК 621.876.114

Є.В. Харченко, Б.В. Бондарчук
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра опору матеріалів

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПУСКУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

© Харченко Є.В., Бондарчук Б.В., 2012

Розглянуто результати математичного моделювання процесів пуску механічної системи пасажирського ліфта з канатоведучим шківом. Аналіз динамічних процесів виконано на основі сумісного інтегрування рівнянь руху елементів системи і рівнянь електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Досліджено вплив структури і механічних характеристик привідної системи на динамічні зусилля у пружних ланках.

Results of mathematical modeling of processes of start-up of passenger elevator with rope driving pulley are analyzed. Calculation of dynamic processes is carried out by joint integration of the equations of movement of elements of systems and the equations of the electromagnetic phenomena in asynchronous engines. Influence of structure of the device and its mechanical characteristics on dynamic efforts in elastic parts is investigated.

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій. Перехідні режими роботи пасажирських ліфтів супроводжуються коливальними явищами у механічних системах, які дуже впливають на навантаження елементів конструкцій [1–4, 7, 8, 11]. Характер і параметри динамічних процесів істотно залежать від мінливості моменту двигуна [1, 5, 6, 9], а також від пружно-інерційних характеристик елементів системи [10]. Особливістю механічної системи ліфта є те, що довжини робочих віток каната змінюється з часом, а її жорсткість є функцією узагальнених координат, що необхідно враховувати під час визначення динамічних навантажень [4, 7, 8].

Формулювання цілі роботи. Мета роботи – розробити математичну модель нестаціонарних режимів роботи пасажирського ліфта з урахуванням нерозривного взаємозв'язку електромагнітних коливальних явищ в асинхронному двигуні і механічних коливань у підіймальній системі. Навести приклади числової реалізації математичної моделі. Практичні рекомендації спрямовані на раціональний добір технічних характеристик і режимів роботи підіймально-транспортної машини.

Рівняння руху механічної системи ліфта. Пасажирський ліфт, схему якого показано на рис. 1, включає привідну систему, обладнану асинхронним двигуном, редуктором, канатоведучим шківом і пружну муфту, а також перекинутий через шків підіймальний канат та прикріплені до його кінців кабіну і противагу.

На рис. 1 I_v, I_w, I_b, I_p – моменти інерції ротора двигуна, колеса і черв'яка редуктора та привідного шківа; m_c, m_e – маси кабіни і противаги; c_k, ν_k – жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором; c_a, ν_a – жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківа; c_{s1}, ν_{s1}, c_{s2}, ν_{s2} – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; M_e – момент електродвигуна; G_c, G_e – сили ваги кабіни і противаги; φ_v, φ_w, φ_b, φ_p, x_c, x_e – координати руху ротора двигуна, колеса та черв'яка редуктора, привідного шківа, кабіни і противаги. Вітки каната, з кінцями яких з'єднані кабіна і противага, у початковий момент часу мають довжини l_{01} і l_{02} відповідно.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

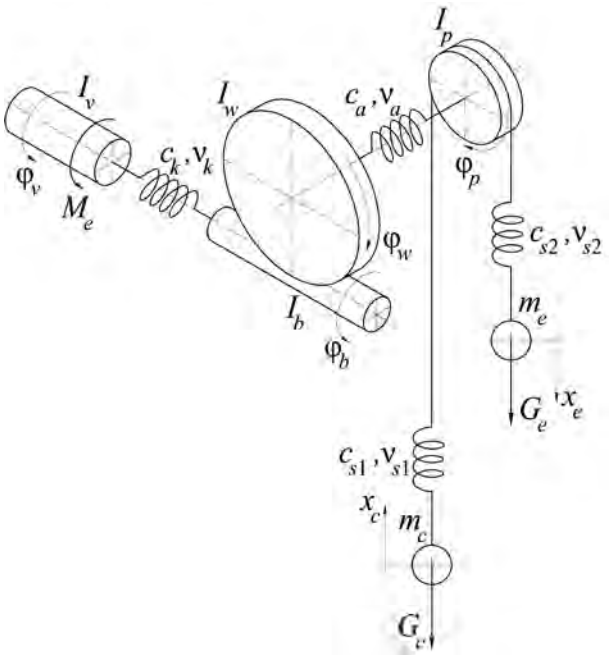

Рис. 1. Схема основних елементів пасажирського ліфта з противагою

Для визначення діючих навантажень доцільно реальну механічну систему пасажирського ліфта з противагою (рис. 1) подати у зведеному вигляді (рис. 2).

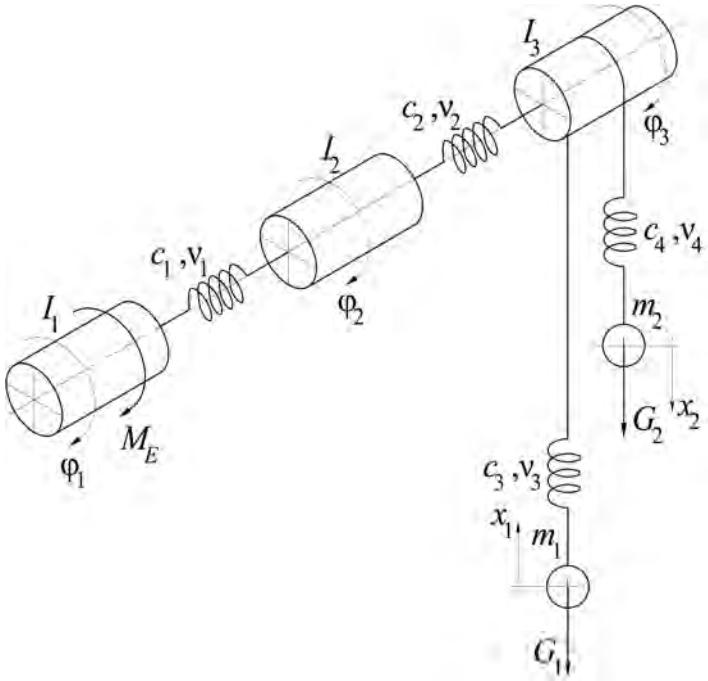

Рис. 2. Динамічна модель пасажирського ліфта з противагою

На рис. 2 I_1, I_2, I_3 – зведені до шківа моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і привідного шківа; m_1, m_2 – маси кабіни і противаги; c_1, ν_1 – зведені до шківа жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором; c_2, ν_2 – жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківа; c_3, ν_3, c_4, ν_4 – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; M_E – зведений до шківа момент електродвигуна; G_1, G_2 – сили ваги кабіни і противаги; φ_1, φ_2, φ_3, x_1, x_2 – зведена координата руху ротора двигуна та координати руху

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

колеса і черв'яка редуктора, привідного шківа, кабіни і противаги. Вітки каната, з кінцями яких з'єднані кабіна і противага, у початковий момент часу мають довжини l_{01} і l_{02} відповідно.

Зведені до шківа моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і привідного шківа відповідно дорівнюють:

$$I_1 = I_v \cdot u^2; \quad I_2 = I_b \cdot u^2 + I_w; \quad I_3 = I_p,$$

де u – передавальне відношення приводу.

Зведені до шківа жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором:

$$c_1 = c_k \cdot u^2; \quad \nu_1 = \nu_k \cdot u^2.$$

Жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківа:

$$c_2 = c_a; \quad \nu_2 = \nu_a.$$

Жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната:

$$c_3 = c_{s1}; \quad \nu_3 = \nu_{s1}; \quad c_4 = c_{s2}; \quad \nu_4 = \nu_{s2}.$$

Зведений до шківа момент електродвигуна:

$$M_E = M_e \cdot u.$$

Зведена координата руху ротора двигуна, координати руху колеса і черв'яка редуктора та привідного шківа:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_v}{u}; \quad \varphi_2 = \varphi_w; \quad \varphi_3 = \varphi_p.$$

Рух механічної системи опишемо із застосуванням рівняння Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial \mathrm{T}}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j = 1, 2, 3, 4, 5), \tag{1}$$

де T, П – кінетична і потенціальна енергія системи; q_j – узагальнена координата; t – час; Q_j – узагальнена сила.

Кінетичну енергію системи запишемо у такому вигляді

$$\mathrm{T} = \frac{I_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \upsilon_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \upsilon_2^2}{2}, \tag{2}$$

де ω_1, ω_2, ω_3, υ_1, υ_2 – швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного шківа, кабіни та противаги, причому

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1; \quad \omega_2 = \dot{\varphi}_2; \quad \omega_3 = \dot{\varphi}_3; \quad \upsilon_1 = \dot{x}_1; \quad \upsilon_2 = \dot{x}_2. \tag{3}$$

Потенціальну енергію системи запишемо у вигляді

$$\Pi = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_3 \cdot \Delta_1^2}{2} + \frac{c_4 \cdot \Delta_2^2}{2}, \tag{4}$$

причому абсолютні видовження каната:

$$\Delta_1 = r_3 \cdot \varphi_3 - x_1; \quad \Delta_2 = r_3 \cdot \varphi_3 - x_2, \tag{5}$$

де r_3 – радіус шківа.

Довжини віток каната змінюються з часом і визначаються як функції координати руху шківа:

$$l_1 = l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3; \quad l_2 = l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3. \tag{6}$$

Тоді жорсткості віток каната набувають такого вигляду

$$c_3 = \frac{E \cdot A}{l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3}; \quad c_4 = \frac{E \cdot A}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3}, \tag{7}$$

де E – модуль пружності матеріалу каната; A – сумарна площа перерізу дротиків каната.

Рівність (4) з урахуванням залежностей (5), (6), (7) перетворимо до такого вигляду:

$$\Pi = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{E \cdot A(r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)} + \frac{E \cdot A(r_3 \cdot \varphi_3 - x_2)^2}{2(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)}. \tag{8}$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Приймаючи за узагальнені координати φ_1, φ_2, φ_3, x_1, x_2, узагальнені сили подаємо як

$$Q_1 = M_E - \nu_1(\omega_1 - \omega_2); \quad Q_2 = -\nu_1(\omega_2 - \omega_1) - \nu_2(\omega_2 - \omega_3);$$

$$Q_3 = (F_{\nu 3} + F_{\nu 4})r_3 - \nu_2(\omega_3 - \omega_2); \quad Q_4 = -G_1 + F_{\nu 3}; \quad Q_5 = G_2 - F_{\nu 4}, \tag{9}$$

де $F_{\nu 3}$, $F_{\nu 4}$ – сили дисипації енергії у вітках каната;

$$F_{\nu 3} = \nu_3 \frac{d}{dt}\left(\frac{r_3\varphi_3 - x_1}{l_{01} - r_3\varphi_3}\right) = \nu_3\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2}\right);$$

$$F_{\nu 4} = \nu_4 \frac{d}{dt}\left(\frac{r_3\varphi_3 - x_2}{l_{02} + r_3\varphi_3}\right) = \nu_4\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2}\right). \tag{10}$$

Виконуючи диференціювання виразів кінетичної (2) і потенціальної (8) енергій та підставляючи в отримувані результати залежності (1), запишемо рівняння руху системи у нормальній формі Коші:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{I_1}(M_E - \nu_1(\omega_1 - \omega_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2));$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{I_2}(-c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \nu_1(\omega_2 - \omega_1) - \nu_2(\omega_2 - \omega_3));$$

$$\dot{\omega}_3 = -\frac{1}{I_3}(c_2(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} +$$

$$+\frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} - \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_2)^2}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} +$$

$$+r_3\nu_3\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2}\right) + r_3\nu_4\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2}\right) + \nu_2(\omega_3 - \omega_2));$$

$$\dot{\nu}_1 = \frac{1}{m_1}\left[\frac{E \cdot A(x_1 - r_3\varphi_3)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + \nu_3\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2}\right) - G_1\right];$$

$$\dot{\nu}_2 = \frac{1}{m_2}\left[\frac{E \cdot A(x_2 - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + \nu_4\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2}\right) + G_2\right]. \tag{11}$$

Одержані рівності (11) та співвідношення (3) утворюють сукупність рівнянь руху механічної системи ліфта. Сумісно з рівняннями електромагнітного стану асинхронного двигуна вони утворюють нелінійну систему диференціальних рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

На кожному кроці інтегрування диференціальних рівнянь (3) і (11) необхідно задавати значення електромагнітного моменту двигуна M_E. З цією метою одночасно з розв'язуванням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна.

Початкові умови інтегрування рівнянь (11) мають такий вигляд

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = \varphi_1(0) + \frac{r_3 \cdot g}{c_1}(m_2 - m_1); \quad \varphi_3(0) = \varphi_2(0) + \frac{r_3 \cdot g}{c_2}(m_2 - m_1);$$

$$x_1(0) = \varphi_3(0) \cdot r_3 - \frac{m_1 \cdot g \cdot l_{10}}{E \cdot A}; \quad x_2(0) = \varphi_3(0) \cdot r_3 + \frac{m_2 \cdot g \cdot l_{20}}{E \cdot A}, \tag{12}$$

де g – прискорення вільного падіння.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Рівняння електромагнітних процесів в асинхронному двигуні. Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями:

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

$$\frac{di_r}{dt} = A_r\left(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r\right) + B_r\left(u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s\right), \qquad (13)$$

де i_s, i_r і u_s – матриці-колонки струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r – матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r – матриці-колонки потокозчеплень; R_s, R_r – активні опори. Індекс s вказує на належність величини до обмотки статора, а r – ротора.

Матриці-колонки i_s, i_r, u_s визначаються рівностями

$$i_j\,(j = s,\ r) = \mathrm{col}\left(i_{jx}, i_{jy}\right); \quad u_s = \mathrm{col}\left(U_m, 0\right),$$

де i_{jx}, i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x, y; U_m – амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r визначаються залежностями:

$$A_s = \alpha_s\left(1 - \alpha_s G\right); \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G; \quad A_r = \alpha_r\left(1 - \alpha_r G\right); \quad B_r = B_s,$$

де

$$G = \frac{1}{i_m{}^2}\begin{bmatrix} Ri_x{}^2 + Ti_y{}^2 & (R-T)i_x i_y \\ (R-T)i_x i_y & Ti_x{}^2 + Ri_y{}^2 \end{bmatrix},$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r},$$

де i_m, i_x, i_y – намагнічувальний струм і його складові за осями x, y; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання

$$\Omega_s = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \Omega_r = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_r \\ \omega_r - \omega_0 & 0 \end{bmatrix},$$

де ω_0 і ω_r – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електрорадіанах за секунду. Величини ω_0 і ω_r мають значення

$$\omega_0 = 314 \text{ рад/с}; \quad \omega_r = p_0 \cdot u \cdot \omega_1,$$

де p_0 – кількість пар магнітних полюсів; u – передавальне відношення приводу.

Матриці-колонки повних потокозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i,$$

де

$$i = \mathrm{col}\left(i_x, i_y\right).$$

Величини i_x, i_y, i_m становлять

$$i_x = i_{sx} + i_{rx}; \quad i_y = i_{sy} + i_{ry}; \quad i_m = \sqrt{i_x{}^2 + i_y{}^2}\ .$$

Значення τ і ρ визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\psi_m}\ . \qquad (14)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau}\left(i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}\right). \qquad (15)$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Криву намагнічування подаємо у вигляді

$$\psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^{\,3} + a_3 i_m^{\,5}, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\psi_m = \alpha_m^{\,-1} i_m, \text{ якщо } i_m \le i_{mk}, \quad (16)$$

де i_{mk} – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність $\psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ, згідно з виразами (14), визначаються залежностями

$$\tau = \left(a_1 + a_2 i_m^{\,2} + a_3 i_m^{\,4}\right)^{-1}, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \le i_{mk}; \quad (17)$$

$$\rho = \left(a_1 i_m + 3a_2 i_m^{\,2} + 5a_3 i_m^{\,4}\right)^{-1}, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \le i_{mk}. \quad (18)$$

Для здійснення числового інтегрування диференціальних рівнянь (13) необхідність наявності в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (16) відпадає, оскільки в процесі розрахунку використовуються безпосередньо вирази (17) і (18).

Проекції векторів струмів на координатні осі в момент початку пуску двигуна дорівнюють нулеві, тобто

$$i_{sx}(0) = 0; \quad i_{sy}(0) = 0; \quad i_{rx}(0) = 0; \quad i_{ry}(0) = 0. \quad (19)$$

Результати розрахунків перехідних процесів у привідній системі пасажирського ліфта. Розглянемо приклад розрахунку процесу пуску кабіни ліфта з противагою. Привідна система ліфта включає асинхронний двигун типу 4АН180S6/18НЛБУ3, черв'ячний редуктор, привідний шків, кабіну і противагу, що з'єднані між собою за допомогою перекинутого через шків каната.

Параметри асинхронного двигуна: амплітуда напруги мережі живлення U_m=310,5 В, активні опори обмоток статора і ротора r_s=1,977 Ом, r_r=1,64 Ом, індуктивності розсіяння L_s=0,473·10^{-2} Г, L_r=0,59·10^{-2} Г, робоча індуктивність L_m=0,154 Г, кількість пар магнітних полюсів p_0=3, момент інерції ротора I_1=320 кг·м^2, синхронна кутова швидкість ротора ω_r=104,67 рад/с. Параметри механічної системи приводу: редуктор РГЛ-160, передавальне число якого u=40, момент інерції рухомих частин I_2=4 кг·м^2; момент інерції привідного шківа I_3=12 кг·м^2, радіус шківа r_3=0,77 м; канат ЛК–06×10, діаметр якого 10,5 мм, площа поперечного перерізу A=39,54 мм^2, погонна маса p=0,39 кг/м, модуль пружності E=150000 МПа; кабіна власною масою 595 кг і вантажністю 400 кг та противага масою 795 кг.

Виконавши розрахунок перехідного процесу для моделі привідної системи, зображеної на рис. 2, визначаємо характеристики перехідного процесу у реальній привідній системі, зображеній на рис. 1.

Момент електродвигуна знаходимо за формулою

$$M_e = \frac{M_E}{u}.$$

Кутова швидкість ротора

$$\omega_v = \omega_1 \cdot u.$$

Момент сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна і черв'як M_k і момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківа M_a відповідно дорівнюють:

$$M_k = \frac{1}{u}(c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \nu_1(\omega_1 - \omega_2));$$

$$M_a = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + \nu_2(\omega_2 - \omega_3).$$

Зусилля у вітках каната

$$N_{s1} = \frac{E \cdot A(x_1 - r_3\varphi_3)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + \nu_3\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2}\right);$$

$$N_{s2} = \frac{E \cdot A(x_2 - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + \nu_4\left(\frac{r_3\omega_3 - \upsilon_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2}\right).$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

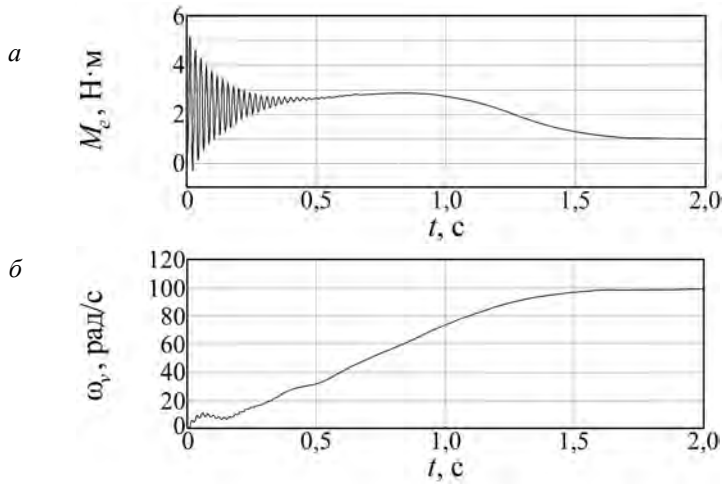

Рис. 3. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а) і кутової швидкості ротора двигуна (б)

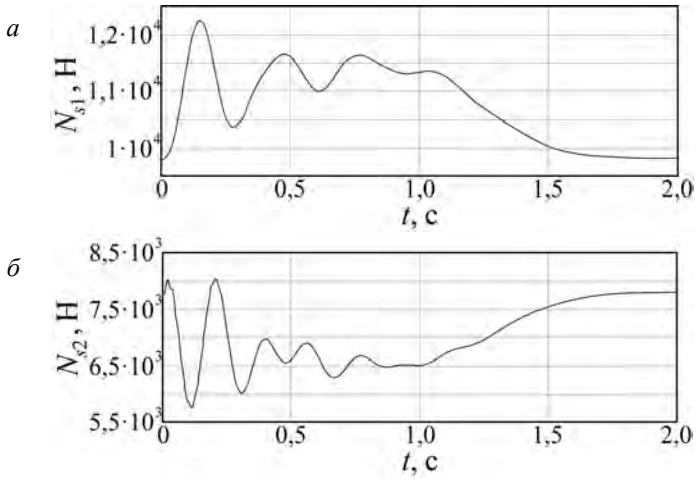

Рис. 4. Часові залежності зусиль у підіймальному канаті (а) та канаті противаги (б)

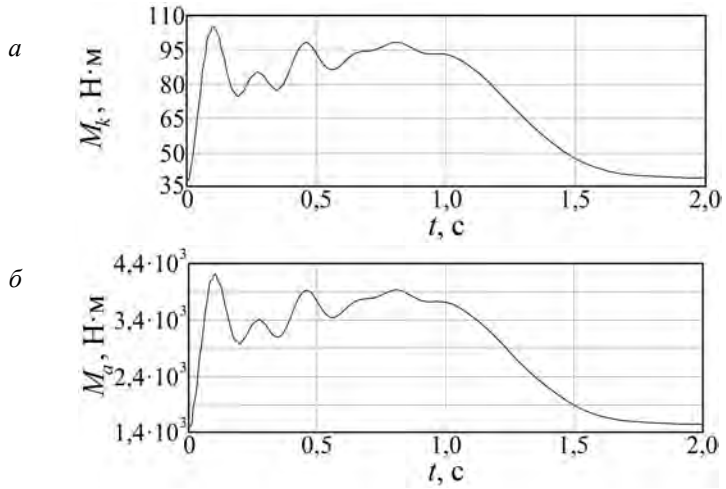

Рис. 5. Часові залежності моментів M_k (а) та M_a (б) у пружних ланках

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Розгін привідного механізму, що складається з двигуна, редуктора та привідного шківа, відбувається приблизно протягом 0,5 с. Початковий етап розгону тривалістю близько 0,3 с супроводжується інтенсивними коливаннями електромагнітного моменту. Саме цей етап розгону становить потенційну небезпеку для роботи механізмів пасажирського ліфта.

Залежність, показана на рис. 3, *а*, ілюструє інтенсивні коливання електромагнітного моменту у початковий період пуску двигуна. Графік, зображений на рис.3, *б*, ілюструє зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна. Ротор двигуна входить в усталений режим руху під час розгону максимально завантаженої кабіни ліфта за 1,6 секунди.

Часові залежності зусиль у підіймальному канаті та канаті противаги зображені на рис. 4, *а* та *б*; залежності моменту сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна та черв'як M_k і моменту сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківа M_a – на рис. 5, *а* та *б*.

Максимальні значення електромагнітного моменту M_{emax}, моментів сил пружності M_{kmax}, M_{amax}, зусиль у підіймальному канаті та канаті противаги N_{s1max}, N_{s2max}, а також коефіцієнти динамічності зусиль $k_{дин.Ns1}$, $k_{дин.Ns2}$, наведені у таблиці.

Значення коефіцієнтів динамічності обчислювали за такими формулами:

$$k_{дин.Ns1} = \frac{N_{s1\max}}{N_{s1cm}}; \quad k_{дин.Ns2} = \frac{N_{s2\max}}{N_{s2cm}},$$

де N_{s1cm}, N_{s2cm} – статичні значення зусиль у підіймальному канаті і в канаті противаги.

Максимальні значення електромагнітного моменту, моментів сил пружності, зусиль у вітках каната та коефіцієнти динамічності зусиль

m_c, кг	m_e, кг	Значення моментів, зусиль та коефіцієнтів динамічності						
		M_{emax}, Н·м	M_{kmax}, Н·м	M_{amax}, кН·м	N_{s1max}, кН	N_{s2max}, кН	$k_{дин.Ns1}$	$k_{дин.Ns2}$
595	200	5,182	98,099	3,917	6,725	2,102	1,152	1,071
800		5,215	113,306	4,532	7,844	2,312	1,000	1,178
995		5,244	150,130	6,005	9,754	2,715	1,000	1,384
595	400	5,147	92,628	3,699	8,035	4,154	1,377	1,059
800		5,183	101,862	4,069	8,742	4,074	1,114	1,038
995		5,214	112,361	4,494	9,757	4,487	1,000	1,143
595	600	5,110	104,712	4,171	9,282	6,210	1,590	1,055
800		5,148	100,268	4,011	10,210	6,125	1,301	1,041
995		5,182	103,637	4,141	10,680	6,046	1,094	1,027
595	795	5,070	122,317	4,882	10,260	8,212	1,758	1,053
800		5,111	114,288	4,569	11,560	8,126	1,473	1,042
995		5,148	105,540	4,230	12,230	8,046	1,253	1,032

Як бачимо із результатів розрахунку, у разі малої маси противаги (200 кг) більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, пов'язаній з противагою ліфта, а менші – у вітці, пов'язаній з кабіною, а у разі великої маси противаги (400…795 кг) більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, пов'язаній з кабіною ліфта, а менші – у вітці, пов'язаній з противагою. Коефіцієнти динамічності зусилля у вітці, пов'язаній з кабіною, знаходяться у межах 1,000…1,758, а у вітці, пов'язаній з противагою, – 1,027…1,384.

Коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната, пов'язаній з кабіною ліфта, здебільшого спадає зі збільшенням маси вантажу і зростає зі збільшенням маси противаги. Натомість за малої маси противаги (200…400 кг) коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната, пов'язаній з противагою, зростає зі збільшенням маси вантажу і спадає зі збільшенням маси противаги, а за великої маси противаги (600...795 кг) – спадає зі збільшенням маси вантажу і зростає зі збільшенням маси противаги.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Проведені дослідження динамічних процесів показують, що зі збільшенням маси противаги зростає максимальне зусилля у канаті, а коефіцієнт динамічності цього зусилля спадає. Максимальний момент сил пружності муфти, яка з'єднує вал двигуна та черв'як, і максимальний момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківа зі збільшенням маси противаги знижується. Це свідчить про доцільність застосування противаги масою, близькою за значенням до маси кабіни з вантажем.

Висновки: 1. Побудована математична модель дає можливість виконувати докладний аналіз пускових режимів роботи привідних систем пасажирських ліфтів з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини (асинхронного двигуна) і механічної частини приводу. Коливальні явища, що виникають у механічній системі пристрою під час пуску привідної системи, зумовлюють значні динамічні зусилля у вітках каната, пов'язаних з кабіною і противагою, що необхідно враховувати у розрахунках елементів конструкцій на міцність. За умови раціонального добору маси противаги коефіцієнти динамічності зусиль у вітках каната відповідно становлять $k_{дин.Ns1}$=1,758; $k_{дин.Ns2}$=1,053.

2. Для цього пасажирського ліфта масу противаги доцільно добирати близькою за значенням до маси кабіни з вантажем, що для досліджуваного ліфта становить 795 кг. Це дає можливість заощадити енергію на піднімання людей і знизити максимальний момент сил пружності муфти, яка з'єднує вал двигуна та черв'як, і максимальний момент сил пружності з'єднання редуктора та привідного шківа на 20…30 %.

1. Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П., Закора О.В. Исследование переходных процессов в электромеханической системе пассажирского лифта с использованием программной системы Matlab // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". – 2010. – № 59 – С. 228–232. 2. Вейц В.Л., Вербовой П.Ф., Кочура А.Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Наук. думка, 1988. – 272 с. 3. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1971. – 384 с. 4. Горошко О.А., Савин Г.Н. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. – К.: Наук. думка, 1971. – 224 с. 5. Довгань С.М., Азюковский А.А., Цыпленков Д.В. и др. Уравнения динамической модели многоприводной электромеханической системы шахтного подъема с многоканатными ведущими шкивами // Гірнича електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2005. – Вып. 75 – С. 130–135. 6. Иванченко Ф.К. Механика приводов технологических машин. – К.: Вища шк., 1986. – 152 с. 7. Калинин С.Г., Харченко Е.В. Динамика несущих конструкций буровых установок. – Львов: Вища шк., 1988. – 144 с. 8. Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. – М.: Наука, 1980. – 240 с. 9. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 332 с. 10. Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с. 11. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. Dynamika maszyn roboczych. – Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1996. – 363 s.

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua