

Створена модель ротора дає змогу проводити числові експерименти з симетричним, статично незрівноваженим ротором, встановленим на ізотропні опори.

Висновки:

1. Створено модель ротора на в'язко-пружних опорах, що зрівноважується двомаятниковим автобалансиром, і показано можливість моделювання динаміки системи в модулі Motion програми SW.

2. Вивчено вплив сили опору руху маятника на різні режими руху системи за врахування і неврахування сил ваги. Встановлено, що:

а) як за наявності, так і за відсутності сил ваги у системи існують три режими настання автобалансування: повільний – за малих сил опору; швидкий – за середніх сил опору; повільний – за великих сил опору;

б) за відсутності сил ваги і за малих сил опору у системі існує квазіперіодичний режим руху, за якого автобалансування не настає;

в) за наявності сил ваги і за малих сил опору у системі існує режим руху, за якого маятники не можуть розігнатися і тому автобалансування не настає.

3. Вперше встановлено, що сили ваги перешкоджають виникненню квазіперіодичних рухів системи у разі горизонтально розташованого ротора.

1. Thearle E. L. *Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design.* – 1950. – Vol. 22. – No 10. – P. 103–106. 2. Гусаров А.А. *Автобалансирующие устройства прямого действия.* – М.: Наука, 2002. – 119 с. 3. Філімоніхін Г.Б. *Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 “Динаміка та міцність машин”).* – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.

УДК 621

Є.В. ХАРЧЕНКО, Л.В. СЕМЧУК

Національний університет “Львівська політехніка”

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ У ПРИВІДНІЙ СИСТЕМІ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ МАСИ КАНАТА

© Харченко Є.В., Семчук Л.В., 2006

Пропонується нелінійна математична модель неусталених режимів роботи, побудована з урахуванням пружинно-інерційних властивостей каната шахтної підйімальної системи. Рівняння руху системи записані на основі застосування дискретної розрахункової моделі зі змінними пружно-пропорційними параметрами. Враховуються електромагнітні явища в асинхронному двигуні. Сумісне інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконується числовим методом. Наводяться результати числової реалізації побудованої моделі.

The non-linear mathematic model of transition process in according to elastic-inert qualities of the rope in mining elevating plant is proposed. The equation of the movement system on the base of usage of discredited calculating models with changeable elastic-proportional parameters. Electromagnetic phenomena in asynchronous engine are taken into account. The joint integration of the received system of differential equations is carried out by numerical method. The results of numerical realization of a build model are given.

Постановка проблеми. У шахтних підйімальних установках, що споруджуються для підймання корисних копалин, опускання і підймання людей, технологічного обладнання, під час перехідних режимів роботи виникають механічні коливання, що істотно впливають на

навантаження елементів конструкцій. Багато шахт працює на глибинах понад 1000 метрів. Маса віток канатів таких установок є цілком сумірною з масами підіймальних посудин і становить більше як 10 тонн. Це свідчить про істотний вплив інерційних сил, викликаних рухом каната, на загальну характеристику динамічних процесів. У математичній моделі підіймальної установки необхідно врахувати несталість довжин робочих віток каната.

На характер перехідних процесів, що відбуваються в період пуску приводу, істотно впливають електромагнітні явища в асинхронному двигуні, а також податливість муфт, за допомогою яких з'єднують вал двигуна з швидкохідним валом редуктора і тихохідний вал редуктора з привідним барабаном.

Визначення динамічних зусиль та дослідження неусталених режимів роботи у привідній системі шахтної підіймальної установки з урахуванням наведених вище умов дасть можливість раціонально добирати конструктивні і експлуатаційні характеристики машини.

Аналіз відомих досліджень. Дослідження неусталених режимів у механічних системах, а також вивчення вільних і вимушених коливань [1, 5, 7] є одним з основних завдань раціонального проектування і технічної діагностики у складних конструкціях шахтних підіймальних установок [10]. Вивчення динамічних явищ набуває особливо важливого значення у зв'язку з великими глибинами добування корисних копалин, значною вантажністю установок та високими вимогами щодо безпеки експлуатації технічних об'єктів [3, 6].

Проте раціональний добір параметрів шахтних підіймальних установок потребує нових підходів до аналізу експлуатаційних режимів привідних систем, які б ґрунтувалися на розв'язанні задач динаміки у доволі чіткій постановці, з урахуванням динамічних властивостей приводу [2, 4, 6, 11]. Загальна методологія аналізу динамічних явищ у підіймальних системах, побудована на сумісному розгляді електромагнітних процесів у двигуні і механічних коливань у привідній системі, запропонована у [2, 8, 9].

Постановка задачі. Метою цієї роботи є побудова математичної моделі і алгоритму розрахунку неусталених режимів роботи привідної системи шахтної підіймальної установки з урахуванням пружно-інерційних властивостей каната, довжина вітки якого змінюється залежно від координати руху барабана, нерозривного взаємозв'язку електромагнітних і механічних коливальних явищ. Модель включає рівняння руху пружної механічної системи зі змінними пружно-інерційними характеристиками елементів, а також рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні.

Математична модель неусталених режимів. Розрахункова схема шахтної підіймальної установки, зображеної на рис. 1, включає дві клітки, або два скіпи масами m_1 і m_2 , що утримуються за допомогою віток каната з початковими довжинами l_{01} і l_{02} . Одна з віток каната намотується на привідний барабан, а інша – розмотується. При цьому підіймальні посудини масами m_1 і m_2 переміщуються у напрямках координат x_1 і x_2 відповідно. Першу вітку каната розбиваємо на n ділянок однакової довжини $l = l_{01}/n$, а її розподілену масу подаємо у вигляді зосереджених на межах ділянок точкових вантажів $m_i = p \cdot l$ (p – погонна маса каната). Другу вітку каната моделюємо однією ділянкою, оскільки її довжина на початку перехідного процесу є значно меншою порівняно з довжиною першої вітки. Довжини частин каната, що прилягають до привідного барабана, змінюються з часом і визначаються як функції координати руху барабана:

$$l_{11} = l - r_3 \cdot \varphi_3, \quad l_{21} = l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3.$$

Маси цих частин:

$$m_{11} = p \cdot l_{11}, \quad m_{21} = p \cdot l_{21}.$$

Барaban приводиться в рух за допомогою електродвигуна, що розвиває момент M_E , та редуктора.

На рис. 1 позначено: I_1, I_2, I_3 – зведені до барабана моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і момент інерції привідного барабана; c_1, v_1 – жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з’єднує двигун з редуктором; c_2, v_2 – жорсткість і коефіцієнт дисипації з’єднання редуктора і привідного барабана; $c_{1i}, v_{1i}, c_{2i}, v_{2i}$ – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_{1i}, x_{2i}$ – зведена координата руху ротора двигуна та координати руху веденого вала редуктора, привідного барабана, точкових вантажів, що моделюють канат, і підіймальних посудин.

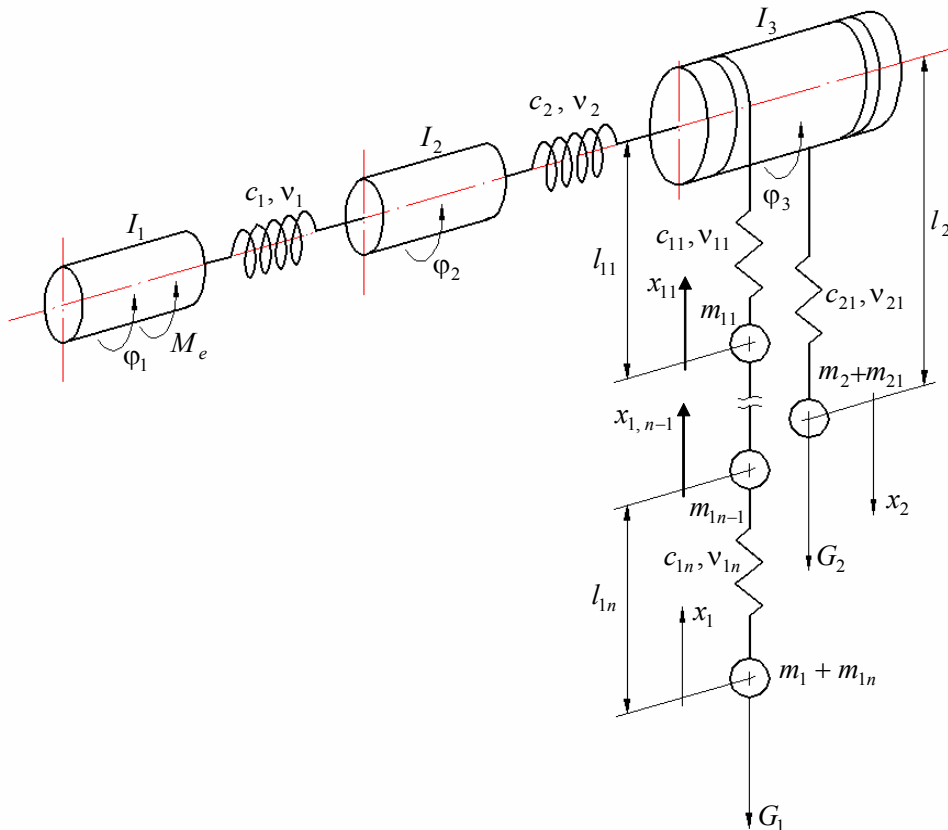


Рис. 1. Розрахункова схема шахтної підіймальної установки

Рух механічної системи опишемо з використанням рівняння Лагранжа другого роду:

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

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

Кінетичну енергію системи запишемо у вигляді

$$T = \frac{I_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{(m_1 + m_{1n}) \cdot v_{1n}^2}{2} + \frac{(m_2 + m_{21}) \cdot v_{21}^2}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} \frac{m_i \cdot v_{1i}^2}{2} + \frac{m_{11} \cdot v_{11}^2}{2}, \quad (2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, v_{11}, v_{21}, v_{1i}$ – швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного барабана, підіймальних посудин і точкових вантажів, причому

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1, \quad \omega_2 = \dot{\varphi}_2, \quad \omega_3 = \dot{\varphi}_3, \quad v_{11} = \dot{x}_{11}, \quad v_{21} = \dot{x}_{21}, \quad v_{1i} = \dot{x}_{1i}. \quad (3)$$

Потенціальну енергію системи запишемо у вигляді

$$\Pi = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_{11} \cdot \Delta_{11}^2}{2} + \frac{c_{21} \cdot \Delta_{21}^2}{2} + \sum_{i=2}^n \frac{c_{li} \cdot \Delta_{li}^2}{2}, \quad (4)$$

де абсолютні видовження каната:

$$\Delta_{11} = r_3 \cdot \varphi_3 - x_{11}, \quad \Delta_{21} = x_{21} - r_3 \cdot \varphi_3, \quad \Delta_{li} = x_i - x_{i-1}. \quad (5)$$

Тоді жорсткості віток каната наберуть вигляду

$$c_{11} = \frac{E \cdot A}{l - r_3 \cdot \varphi_3}, \quad c_{21} = \frac{E \cdot A}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3}, \quad c_{li} = \frac{E \cdot A}{l}, \quad (6)$$

де E і A – модуль пружності матеріалу каната і площа поперечного перерізу каната.

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

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{E \cdot A(r_3 \cdot \varphi_3 - x_{11})^2}{2(l - r_3 \cdot \varphi_3)} + \\ & + \frac{E \cdot A(x_{21} - r_3 \cdot \varphi_3)^2}{2(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)} + \sum_{i=2}^n \frac{E \cdot A(x_i - x_{i-1})^2}{2l}. \end{aligned} \quad (7)$$

Приймаючи за узагальнені координати $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_{1i}, x_{2i}$, узагальнені сили подаємо як

$$Q_1 = M_E - v_1(\omega_1 - \omega_2); \quad Q_2 = -v_1(\omega_2 - \omega_1) - v_2(\omega_2 - \omega_3); \quad Q_3 = (-F_{v11} + F_{v21})r_3 - v_2(\omega_3 - \omega_2);$$

$$Q_{11} = -m_{11} \cdot g + F_{v11} - F_{v12}; \quad Q_{21} = m_{21} \cdot g - F_{v21}; \quad Q_{li} = -m_i \cdot g - F_{vli} - F_{v1,i+1}, \quad (8)$$

де сили дисипації енергії:

$$\begin{aligned} F_{vli} &= v_{li} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_{li} - x_{1,(i-1)}}{l} \right) = \frac{v_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)}); \\ F_{v11} &= v_{11} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_3 \varphi_3 - x_{11}}{l - r_3 \varphi_3} \right) = v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right); \\ F_{v21} &= v_{21} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_{21} - r_3 \varphi_3}{l_{02} + r_3 \varphi_3} \right) = v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Диференціюючи вирази кінетичної (2) і потенціальної (7) енергій та підставляючи отримані залежності в рівність (1), отримаємо рівняння руху у вигляді

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= \frac{1}{I_1} (M_E - v_1(\omega_1 - \omega_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)); \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{1}{I_2} (-c_1(\varphi_2 - \varphi_1) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_1) - v_2(\omega_2 - \omega_3)); \\ \dot{\omega}_3 &= \frac{1}{I_3} (-c_2(\varphi_3 - \varphi_2) - \frac{E \cdot A}{2} \cdot \frac{2 \cdot r_3(r_3 \varphi_3 - x_{11}) \cdot (l - r_3 \varphi_3) + (r_3 \varphi_3 - x_{11})^2 r_3}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \\ & - \frac{E \cdot A}{2} \cdot \frac{2 \cdot r_3(r_3 \varphi_3 - x_{21}) \cdot (l_{02} + r_3 \varphi_3) - (r_3 \varphi_3 - x_{21})^2 r_3}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} - r_3 v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right) + \\ & + r_3 v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right) - v_2(\omega_3 - \omega_2)); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{v}_{11} &= \frac{1}{m_{11}} \left(-\frac{E \cdot A(x_{11} - r_3 \varphi_3)}{(l - r_3 \varphi_3)} - \frac{E \cdot A(x_{11} - x_{12})}{l} + v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{v_{12}}{l} (v_{11} - v_{12}) - m_{11} \cdot g \right); \\ \dot{v}_{21} &= \frac{1}{(m_2 + m_{21})} \left(-\frac{E \cdot A(x_{21} - r_3 \varphi_3)}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} - v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right) + (m_2 + m_{21}) \cdot g \right); \\ \dot{v}_{1n} &= \frac{1}{(m_1 + m_i)} \left(-\frac{E \cdot A(x_{1n} - x_{1,(n-1)})}{l} - (m_1 + m_i) \cdot g - \frac{v_{1n}}{l} (v_{1n} - v_{1,(n-1)}) \right); \\ \dot{v}_{li} &= \frac{1}{m_i} \left(-\frac{E \cdot A(x_{li} - x_{1,(i-1)})}{l} - \frac{E \cdot A(x_{li} - x_{1,(i+1)})}{l} - m_i \cdot g - \frac{v_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)}) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{v_{1,(i+1)}}{l} (v_{li} - v_{1,(i+1)}) \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Одержані рівності (10) та співвідношення (3) утворюють сукупність рівнянь руху, поданих безпосередньо в нормальній формі Коші. Сумісно з рівняннями електромагнітного стану асинхронного двигуна вони становлять замкнуту систему нелінійних диференціальних рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

Зведений електромагнітний момент двигуна визначаємо як

$$M_{E3} = M_E u,$$

де M_E – електромагнітний момент на валу двигуна; u – передавальне відношення приводу.

Для інтегрування диференціальних рівнянь (10) необхідно визначити електромагнітний момент двигуна M_E і похідну функції J_1 за координатою φ_1 .

Початкові умови інтегрування рівнянь (11) мають вигляд

$$\begin{aligned} \varphi_{01} &= \varphi_{02} + \frac{(m_1 + p(l_{01} - l_{02}) - m_2) \cdot g \cdot r_3}{c_1}; \quad \varphi_{02} = \frac{(m_1 + p(l_{01} - l_{02}) - m_2) \cdot g \cdot r_3}{c_2}; \\ x_{011} &= \frac{(m_1 + p \cdot l_{01}) g \cdot l}{E \cdot A}; \quad x_{021} = \frac{(m_2 + p \cdot l_{02}) g \cdot l_{02}}{E \cdot A}; \quad x_{0li} = x_{01,(i-1)} + \frac{(m_1 + p \cdot l \cdot (n-i)) g \cdot l}{E \cdot A}; \\ x_{01n} &= x_{01,(n-1)} + \frac{(m + p \cdot l) g \cdot l}{E \cdot A}. \end{aligned} \quad (11)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{di_S}{dt} &= A_S (u + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S) + B_S (\Omega_R \Psi_R - R_R i_R); \\ \frac{di_R}{dt} &= A_R (\Omega_R \Psi_R - R_R i_R) + B_R (u_S + \Omega_S \Psi_S - R_S i_S), \end{aligned} \quad (12)$$

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.

Індекс S вказує на належність величини до обмотки статора, а R – ротора.

Матриці-колонки i_S, i_R, u_S визначаються рівняннями

$$i_j (j = S, R) = \text{col} (i_{jx}, i_{jy}); \quad u_S = \text{col} (U_m, 0),$$

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

$$A_S = \alpha_S(1 - \alpha_S G); \quad B_S = -\alpha_S \alpha_R G; \quad A_R = \alpha_R(1 - \alpha_R G); \quad B_R = B_S,$$

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

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_S + \alpha_R}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_S + \alpha_R}.$$

Тут 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

$$\omega_0 = 314; \quad \omega_R = \omega_1 \cdot u \cdot p_0,$$

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

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

$$i = \text{col}(i_x, i_y).$$

Величини $i_x = i_{Sx} + i_{Rx}$; $i_y = i_{Sy} + i_{Ry}$; $i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}$.

Значення τ і ρ визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (13)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{Rx} i_{Sy} - i_{Ry} i_{Sx}). \quad (14)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді

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

$$\Psi_m = \alpha_m^{-1} i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \quad (15)$$

де i_{mk} – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність $\Psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ згідно з виразами (13) визначаються залежностями

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

$$\tau = \alpha_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (16)$$

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

$$\rho = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}. \tag{17}$$

Для здійснення числового інтегрування диференціальних рівнянь (12) необхідність наявності в пам'яті комп'ютера інформації про криву намагнічування (15) відпадає, оскільки під час розрахунку використовують безпосередньо вирази (16) і (17).

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

$$i_{Sx}(0) = 0; i_{Sy}(0) = 0; i_{Rx}(0) = 0; i_{Ry}(0) = 0. \tag{18}$$

Результати аналізу. Дослідження неусталених режимів роботи у привідній системі шахтної підйимальної установки зводиться до інтегрування рівнянь (10) і (12) з урахуванням залежностей (14), (16), (17) та початкових умов (11), (18).

Розглянемо головну шахтну підйимальну установку, яка включає в себе два скіпи 2СН9 5–2 вантажністю 8500 кг, власною масою – 8460 кг, підвішені на канаті ЛК-РО 6х36 діаметром 46,5 мм. Площа поперечного перерізу $A=848 \text{ мм}^2$, погонна маса – $p=8,37 \text{ кг/м}$, модуль пружності каната $E=150000 \text{ МПа}$, довжини ділянок $l=100 \text{ м}$. Підйимальна машина ЦР–5х3/0,6 моментом інерції $I_3=1700000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, редуктор 2ЦО-22, передавальне число якого $u=20$, момент інерції рухомих частин $I_2=25000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Електродвигун АКЗ-15-41-8Б. Параметри двигуна: амплітуда напруги мережі живлення $U_m=4900 \text{ В}$, активні опори фаз $r_s=0,38 \text{ Ом}$, $r_R=0,318 \text{ Ом}$, індуктивності розсіяння $L_S=1,04\cdot 10^{-2} \text{ Г}$, $L_R=1,112\cdot 10^{-2} \text{ Г}$, робоча індуктивність $L_m=0,505 \text{ Г}$, кількість пар магнітних полюсів $p=4$, момент інерції ротора $I_1=55 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, частота обертання ротора $\omega_{10}=78,5 \text{ рад/с}$.

Моменти в пружних ланках 1 і 2 визначаються відповідно до залежностей:

$$M_1 = v_1(\omega_1 - \omega_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2); M_2 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + v_2(\omega_2 - \omega_3). \tag{19}$$

Зусилля у вітках каната визначаються за формулами

$$N_{11} = \frac{E \cdot A(r_3 \varphi_3 - x_{11})}{(l_{01} - r_3 \varphi_3)} + v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l_{01} - x_{11})}{(l_{01} - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l_{01} - r_3 \varphi_3)} \right);$$

$$N_{21} = \frac{E \cdot A(x_{21} - r_3 \varphi_3)}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} + v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right). \tag{20}$$

Максимальні значення моменту двигуна M_E , моментів і сил у пружних ланках M_1, M_2, N_{11}, N_{21} , а також коефіцієнти динамічності у вітках каната

M_1 Кг	M_2 кг	M_{Emax} Н·м	M_{1max} Н·м	M_{2max} Н·м	N_{11max} Н	N_{21max} Н	$k_{дин.1}$	$k_{дин.2}$
8500	8500	70310	953400	935200	243400	119800	1,958	1,410
10000	8500	69820	985700	963600	273300	114600	1,966	1,349
12000	8500	69160	1027000	963600	330700	114600	2,085	1,349
14000	8500	68500	1064000	1029000	385700	116600	2,164	1,373
15000	8500	68160	1082000	1036000	411100	119400	2,187	1,406
16960	8500	67490	1132000	1081000	464300	127300	2,241	1,499

Максимальні значення електромагнітного моменту двигуна M_E , моментів і сил у пружних ланках M_1, M_2, N_{11}, N_{21} , а також коефіцієнти динамічності $k_{дин.1} = \frac{N_{11max}}{(m_1 + pl_{01})g}$, $k_{дин.2} = \frac{N_{21max}}{(m_2 + pl_{02})g}$ у вітках каната, що відповідають різним завантаженням скіпа, наведені у таблиці. Активні опори ступенів реостата обчислювали за залежностями $r_{R1}=16r_R$, якщо $\omega_1 < 0,52 \cdot \omega_{10}$, $r_{R2}=13r_R$, якщо $0,5 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1 < 0,7 \cdot \omega_{10}$, $r_{R3}=8r_R$, якщо $0,78 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1 < 0,9 \cdot \omega_{10}$, $r_{R4}=r_R$, якщо $0,93 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1$.

Як показали дослідження, розгін електродвигуна і всієї механічної системи шахтної підіймальної установки відбувається приблизно протягом 7,1 с (рис. 2). На початковій стадії розгону, тривалістю близько 0,3 с (рис. 3), зустрічаються інтенсивні коливання електромагнітного моменту з частотою, близькою до частоти напруги живильної мережі (50 Гц). Це явище не дуже відбивається на динаміці механічної системи у зв'язку з великою розбіжністю частот електромагнітних і механічних коливальних процесів, однак запуск двигуна призводить до збурення коливань механічної системи, у яких найістотніше проявляється перша гармоніка з періодом близько 1,3 с. Це обумовлює значне збільшення внутрішніх сил, однак з часом значення моментів і сил пружності стабілізуються.

Запуск двигуна не можна здійснити без реостата через велику інерційність привідної системи. В зв'язку з цим у цьому приводі застосовується чотиріступеневий реостатний пуск двигуна. Для забезпечення плавного розгону приводу і усунення перевантажень двигуна велике значення має раціональний добір опорів ступенів реостата, що вводяться в обмотку ротора. Найплавніший розгін привідної системи скіпової підіймальної установки вдалося отримати за таких значень опорів ступенів: $r_{R1}=16r_R$, якщо $\omega_1 < 0,52 \cdot \omega_{10}$, $r_{R2}=13r_R$, якщо $0,5 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1 < 0,78 \cdot \omega_{10}$, $r_{R3}=8r_R$, якщо $0,78 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1 < 0,9 \cdot \omega_{10}$, $r_{R4}=r_R$, якщо $0,93 \cdot \omega_{10} \leq \omega_1$.

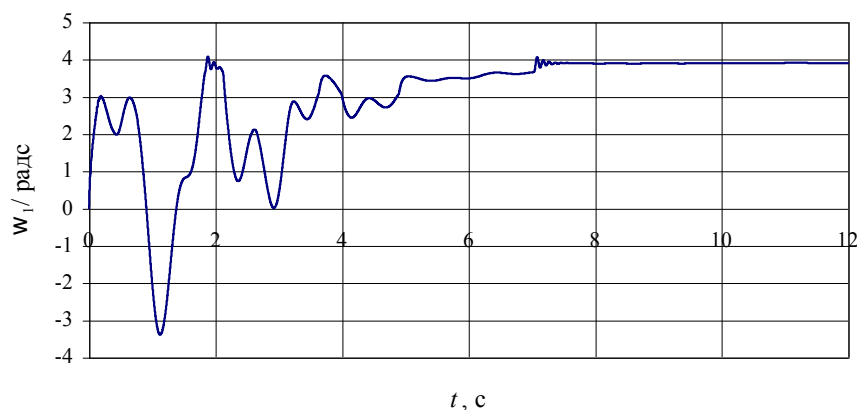


Рис. 2. Часова залежність кутової швидкості ротора двигуна ω_1

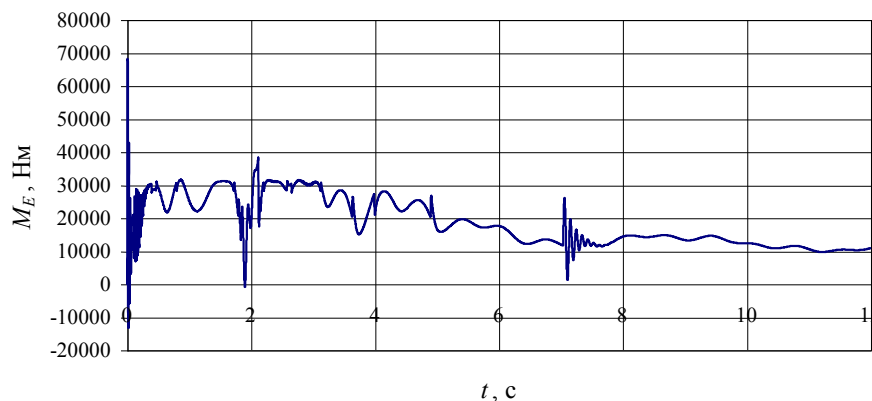


Рис. 3. Часова залежність електромагнітного моменту двигуна M_E

На рис. 2, 3, 4, 5, 6 і 7 показано часові залежності кутової швидкості ротора двигуна ω_1 , електромагнітного моменту двигуна M_E , а також моментів і сил пружності M_1, M_2, N_{11}, N_{21} .

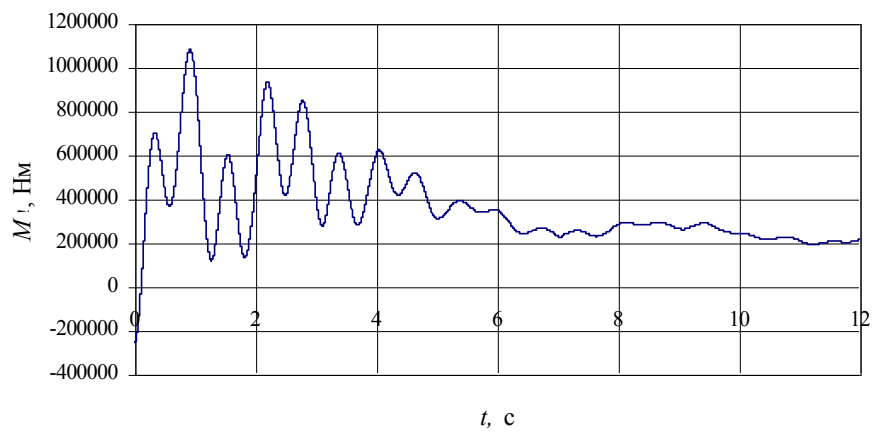


Рис. 4. Часова залежність сил пружності M_1

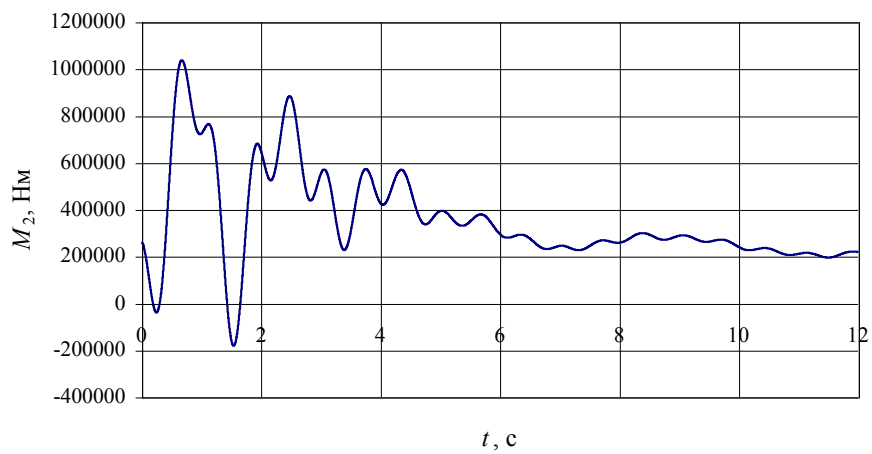


Рис. 5. Часова залежність сил пружності M_2

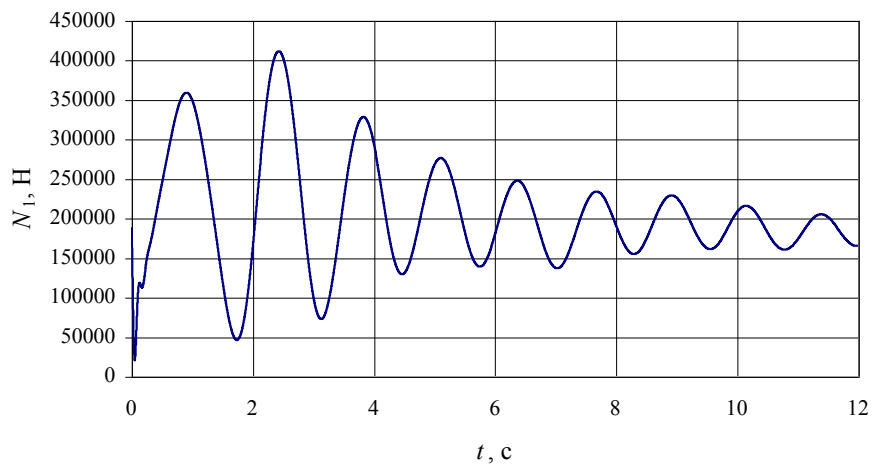
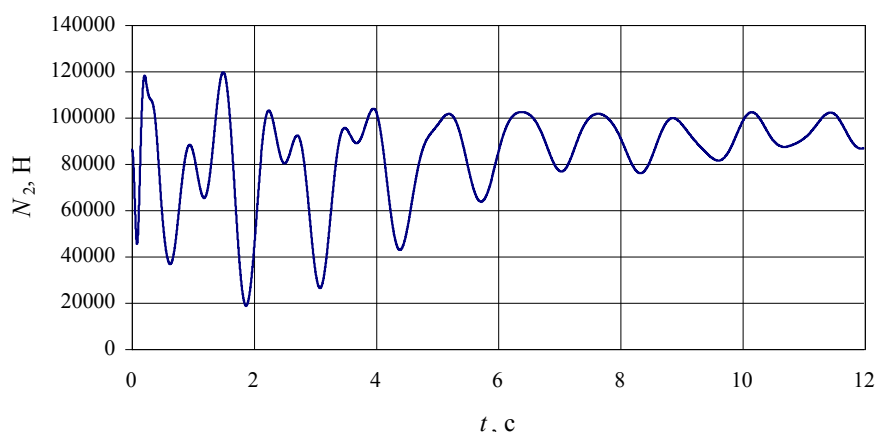


Рис. 6. Часова залежність сил пружності N_1

Рис. 7. Часова залежність сил пружності N_2

Висновки. Аналіз результатів дослідження неусталених режимів роботи у привідній системі шахтної підіймальної установки з урахуванням маси каната показують, що більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з завантаженим скіпом, а менші – у вітці каната, зв'язаній з противагою. Коефіцієнти динамічності зусиль у вказаних вітках знаходяться у межах 1,958...2,241 і 1,41...1,499 відповідно. Менші значення відповідають меншому завантаженню скіпів.

За рахунок раціонального добору опорів ступенів реостата можна істотно зменшити динамічні навантаження і пришвидшити процес розгону шахтної підіймальної установки. Розроблена математична модель дає можливість проводити докладний аналіз неусталених режимів роботи привідної системи шахтної підіймальної установки з урахуванням нерозривної взаємодії електродвигуна і механічної частини приводу. Коливальні явища, що виникають у механізмах пристрою під час пуску привідної системи, необхідно враховувати у розрахунках елементів конструкцій на міцність та довговічність.

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. 2. Вейц В.Л., Вербовой А. Ф., Кочура А.Е. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Вища шк., 1988. – 295 с. 3. Давыдов Б.Л. Динамика горных машин. – М.: Гортехиздат, 1961. – 235 с. 4. Калинин С.Г., Харченко Е.В. Динамика несущих конструкций буровых установок. – Львов: Вища шк., 1988 – 144 с. 5. Писаренко Г.С. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К.: Наукова думка, 1984 – 220 с. 6. Остапенко В.А. Динамика волн в канатах переменной длины. Зб. наук. праць. – Полтава: ПНТУ, 2005. – №16. – С. 216–220. 7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 8. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с. 9. Харченко Е.В. Расчет нестационарных процессов электромеханических приводных систем // Изв. вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – № 8. – С. 62–67. 10. Хаджигов Р.Н. Горная механика. – М.: Недра, 1982. – 407 с. 11. Чабан В.Й. Методы анализа электромеханических систем. – Львов: Вища шк., 1985. – 189 с.