УДК 621.

Є.В. ХАРЧЕНКО, Л.В. СЕМЧУК

РОЗРАХУНОК ЧАСТОТ І ФОРМ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СКІПОВОЇ ПІДІЙМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Movement of elevating rope is described by the equation with the partial marching of hyperbolic type. Local conditions are formed. The algorithm of calculation of frequencies and forms of the mechanical system with application of a matrix method is created. The influence of length of parts of a rope on the characteristics of a frequent spectrum and on form of oscillation of the machine is being looked out.

Скіпові підіймальні установки призначені для транспортування корисних копалин з шахт на поверхню. Тяговим органом установки є канат, максимальна довжина вертикальних віток якого сягає понад тисячу метрів, а маса – понад 10 тонн. Обриви канатів іноді призводять до складних аварій в шахтах, що зумовлює високі вимоги щодо точності інженерних розрахунків даних технічних об`єктів. З огляду на необхідність забезпечення високої надійності скіпових підіймальних установок нормативно-технічними документами передбачено приймати коефіцієнти запасу міцності каната 6,5...7,5 [4].

Під час перехідних режимів роботи установки (пуск та гальмування приводу, входження скіпа на розвантажувальну ділянку тощо) виникають коливальні явища у механічній системі. Важливим етапом визначення динамічних зусиль в канаті і навантажень на опорні вузли є проведення модального аналізу системи. Визначення власних частот установки дає можливість уникнути резонансних режимів її роботи.

Окреслення форм вільних коливань механічної системи сприяє підвищенню розрахунку нестаціонарних процесів у машинному агрегаті. Опрацювання методики комп`ютерного розрахунку частот і форм вільних коливань скіпової підіймальної установки на основі застосування методу початкових параметрів [1–3] розглядається у статті.

Скіпова підіймальна установка складається з двох скіпів, каната і двох напрямних шківів. На схемі установки (рис. 1, *а*) прийнято такі позначення: m_{c1}, m_{c2} – маси скіпів; $I_ш$, $I_б$ – моменти інерції шківів і привідного барабана; l_1, l_2, l_3, l_4 – довжини віток каната.

Розрахункова схема установки подана на рис.1, б, де $m_ш$ і $m_б$ – зведені до каната маси шківів і барабана

$$m_ш = I_ш / r_ш^2 \;, \; m_б = I_б / r_б^2,$$

де x_1, x_2, x_3, x_4 – координати руху, початки яких розміщені на верхніх межах відповідних ділянок каната.

Розглянемо математичну модель вільних коливань скіпової установки. Рівняння руху вітки каната запишемо у вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2}\frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0 \qquad (i = 1, 2, 3, 4), \tag{1}$$

де u_i – поступальне переміщення деякого поперечного перерізу каната в напрямі осі x_i; $a_i = sqrt(E/\rho)$ – швидкість поширення хвилі пружних деформацій (E і ρ – модуль пружності і густина матеріалу каната); $\xi_i = x_i / l_i$ – відносна поздовжня координата; t – час.

Крайові умови інтегрування рівнянь (1) складаємо на основі принципу Д'Аламбера з урахуванням спряження віток каната:

$$m_{c1}\frac{\partial^2 u_1(0,t)}{\partial t^2} - \frac{EA}{l_1}\frac{\partial u_1(\xi_1,t)}{\partial \xi_1}\bigg|_{\xi_1=0} = 0;$$

$$m_{ш}\frac{\partial^2 u_1(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_1}\frac{\partial u_1(\xi_1,t)}{\partial \xi_1}\bigg|_{\xi_1=1} - \frac{EA}{l_2}\frac{\partial u_2(\xi_2,t)}{\partial \xi_2}\bigg|_{\xi_2=0} = 0;$$

$$m_{б}\frac{\partial^2 u_2(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_2}\frac{\partial u_2(\xi_2,t)}{\partial \xi_2}\bigg|_{\xi_2=1} - \frac{EA}{l_3}\frac{\partial u_3(\xi_3,t)}{\partial \xi_3}\bigg|_{\xi_3=0} = 0;$$

$$m_{ш}\frac{\partial^2 u_3(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_3}\frac{\partial u_3(\xi_3,t)}{\partial \xi_3}\bigg|_{\xi_3=1} - \frac{EA}{l_4}\frac{\partial u_4(\xi_4,t)}{\partial \xi_4}\bigg|_{\xi_4=0} = 0;$$

$$m_{c2}\frac{\partial^2 u_4(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_4}\frac{\partial u_4(\xi_4,t)}{\partial \xi_4}\bigg|_{\xi_4=1} = 0;$$

$$u_{i+1}(0,t) = u_i(1,t) \qquad (i=1, 2, 3). \tag{2}$$

Розв'язки рівнянь (1) для випадку вільних коливань механічної системи відшукуємо у вигляді

$$u_i = U_i(\xi_i)\cos\omega t \qquad (i = 1, 2, 3, 4), \tag{3}$$

де $U_i\,(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень, ω – циклічна частота коливань.

Після підстановки (3) в (1) одержимо рівняння амплітудних функцій

$$U''_i + \frac{l_i\omega^2}{a_i^2}\;U = 0 \qquad (i=1, 2, 3, 4). \tag{4}$$

Розв'язки рівнянь (4), згідно з методом початкових параметрів, подаємо у вигляді

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i)X_i(0) \qquad (i = 1, 2, 3, 4), \tag{5}$$

$$X(\xi_i) = \begin{pmatrix} U_i(\xi_i) \\ U_i'(\xi_i) \end{pmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \cos\frac{l_i\omega}{a_i}\xi_i & \frac{a_i}{l_i\omega}\sin\frac{l_i\omega}{a_i}\xi_i \\ -\frac{l_i\omega}{a_i}\sin\frac{l_i\omega}{a_i}\xi_i & \cos\frac{l_i\omega}{a_i}\xi_i \end{pmatrix}.$$

З урахуванням (5) крайові умови (2) перетворюються до вигляду

$$-m_{c1}\omega^2 U_1(0) - \frac{EA}{l_i}U_1'(0) = 0;$$

$$-m_{ш}\omega^2 U_1(1) + \frac{EA}{l_1}U_1'(0) - \frac{EA}{l_2}U_2'(0) = 0;$$

$$-m_{б}\omega^2 U_2(1) + \frac{EA}{l_2}U_2'(1) - \frac{EA}{l_3}U_3'(0) = 0;$$

$$-m_{ш}\omega^2 U_3(1) + \frac{EA}{l_3}U_3'(1) - \frac{EA}{l_4}U'_4(0) = 0;$$

$$m_{c2}\omega^2 U_4(1) + \frac{EA}{l_4}U_4'(1) = 0;$$

$$U_{i+1}(0) = U_i(1) \quad (i = 1, 2, 3). \tag{6}$$

Залежності (6) подаємо в матричній формі:

$$X_1(0) = S_0 X_0;$$
$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \qquad (i = 1, 2, 3);$$
$$X_5 = S_4 X_4(1), \tag{7}$$

де

$$X_0 = \begin{pmatrix} U_1(0) \\ 0 \end{pmatrix}; \quad X_5 = \begin{pmatrix} U_4(1) \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$S_i = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 1 & \psi_i \end{pmatrix};$$

$$S_0 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\dfrac{m_{c1} l_1 \omega^2}{EA} & 0 \end{pmatrix}; \quad S_4 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ m_{c2}\omega^2 & \dfrac{EA}{l_4} \end{pmatrix},$$

причому

$$\psi_1 = \frac{l_2}{l_1} - \frac{m_ш l_2 \omega^2}{EA}; \qquad \psi_2 = \frac{l_3}{l_2} - \frac{m_б l_3 \omega^2}{EA}; \qquad \psi_3 = \frac{l_4}{l_3} - \frac{m_ш l_4 \omega^2}{EA}.$$

З урахуванням співвідношень (5) і (7) взаємозв'язок матриць-колонок X_0 і X_5 подаємо як

$$X_5 = \left[\mathop{\Pi}_{i=4}^{1} S_i R_i(1) \right] S_0 X_0. \tag{8}$$

Власні частоти механічної системи визначаємо з рівняння (8), беручи до уваги те, що нулю другий елемент матриці-колонки X_0 та другий елемент матриці-колонки X_5 дорівнюють нулю. Ненульову компоненту матриці-колонки X_0 задаємо довільно, наприклад, такою, яка дорівнює одиниці.

Форми коливань ділянок каната знаходимо за співвідношенням (5). Необхідні для цього матриці-колонки початкових параметрів $X_i(0)$ визначаємо за допомогою залежностей, що випливають з (5) і (7)

$$X_1(0) = S_0 X_0; \quad X_i(0) = \left[\mathop{\Pi}_{j=i-1}^{1} S_j R_j(1) \right] S_0 X_0 \quad (i = 2, 3, 4). \tag{9}$$

Для прикладу визначимо власні частоти скіпової підіймальної установки, маса завантаженого скіпа якої становить m_{c1} =16960 кг; маса незавантаженого скіпа m_{c2} =8460 кг; зведена маса барабана $m_б$ =27200 кг; зведена маса напрямного шківа $m_ш$ =1380 кг; діаметр каната $d_к$ =46,5 мм; розрахункова площа поперечного перерізу каната A=848 мм^2; умовна густина каната ρ=9400 кг/м^3; межа міцності і модуль пружності матеріалу каната $\sigma_в$ =1700 МПа, E=1,3·10^5 МПа; довжини ділянок каната l_1 і l_4 змінюються в межах від 25 до 550 м.

Значення власних частот, обчислені згідно з викладеною математичною моделлю, наведено в таблиці. Одержані результати дають можливість усувати резонансні явища в механічній системі скіпової підіймальної установки за рахунок раціонального добору робочих швидкостей. Застосування запропонованої методики модального аналізу розглянутої підіймальної системи сприяє підвищенню ефективності автоматизованого проектування скіпових підіймальних установок.

Значення частот власних коливань

l_1	l_4	1	2	3	4	5	6	7
25	550	0,08116	0,2142	0,8207	1,214	3,396	6,773	10,15
50	525	0,08256	0,1804	0,8212	1,025	3,557	7,095	10,64
100	475	0,08528	0,1445	0,8222	0,920	3,930	7,841	11,76
150	425	0,08735	0,1265	0,8233	0,8843	4,391	8,763	12,42
200	375	0,08759	0,1184	0,8244	0,8678	4,975	9,315	9,930
250	325	0,08512	0,1180	0,8252	0,8603	5,738	7,455	11,46
300	275	0,08110	0,1231	0,8253	0,8590	6,214	6,779	12,41
350	225	0,07690	0,1322	0,8248	0,8635	5,328	8,283	10,64
400	175	0,07301	0,1459	0,8238	0,8753	4,664	9,309	10,65
450	125	0,06954	0,1664	0,8227	0,8999	4,147	8,276	12,41
500	75	0,06647	0,2003	0,8216	0,9593	3,734	7,449	11,17
550	25	0,06375	0,2692	0,8207	1,230	3,395	6,772	10,15

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. 2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. 3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Физматгиз, 1959. 4. Хаджиков Р.Н. Горная механика. – М.: Недра, 1982.

УДК 681.624.

М.І. ВЕРХОЛА

МОДЕЛЬ КОЛОВОГО І ОСЬОВОГО РОЗКОЧУВАННЯ ФАРБИ ТА ЇЇ РЕЛЬЄФІВ ФАРБОВОЮ СИСТЕМОЮ З ЧОТИРМА НАКОЧУВАЛЬНИМИ ВАЛИКАМИ

The mathematical model is designed and is building the signal graph of a circle and axial hot-rolled breakdown of colour and contours, that are constructed by a printed form of the colourful system with four rolling cylinders.

Постановка проблеми

У фарбових апаратах, які є важливою складовою друкарських машин, відбувається розкочування порцій фарби, що дискретно надходять від фарбоживильного пристрою і при тому в різних зонах, вздовж твірної дукторного циліндра, можуть мати різну товщину.

До складу фарбового апарата, крім подаючої системи, входять розкочувальна та накочувальна групи фарбових валиків і циліндрів. Окремі з них, так звані розтиральні циліндри, крім обертового руху, здійснюють осьове переміщення, що приводить до перемішування відносно незалежних сусідніх потоків фарби, які формуються при зональній (смуговій) подачі. Група накочувальних валиків здійснює нанесення фарби на друкарську форму [1].