

Аналіз залежностей (14), (15) для конкретних умов експлуатації дасть змогу оцінити характер зміни переміщень канату та їхнього натягу в процесі роботи й обґрунтувати параметри та режими експлуатації конвеєрів із гнучкими тяговими органами.

Література

1. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьяков. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
2. Берклан М.Б. Подвесные канатные дороги / Берклан М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 264 с.
3. Малиновский В.А. Стальные канаты. – Ч. I, II. – Одесса : Астропринт, 2001. – 188 с.; 2002. – 180 с.
4. Мартинців М.П. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів / Мартинців М.П., Удовиський О.М., Сологуб Б.В. // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2009. – Вип. 19.7. – С. 90-97.
5. Энтин Г.Я. Распределение усилия в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы // Функциональный привод гибкого тягового органа. – М. : Изд-во "Машгиз", 1963. – 86 с.
6. Горошко О.А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1971. – 224 с.

Ляшук О.Л. Колебание канатов гибких конвейеров для транспортировки насыпных грузов

Рассмотрены продольные колебания горизонтального и вертикального участков натяжного каната конвейера. Получены выражения для определения перемещений отдельных точек каната, которые характеризуют его колебание и зависимость для определения натяжки каната. Обоснованы параметры и режимы эксплуатации конвейеров с гибкими натяжными органами.

Lyashuk O.L. Fluctuations of flexible rope conveyor for transporting bulk cargo

We consider longitudinal vibrations of horizontal and vertical sections of the traction rope conveyor. The expressions for displacements of individual points of rope that characterize its fluctuations and dependence to determine the tension rope. Grounded parameters and modes of exploitation of conveyers with flexible hauling organs.

УДК 622.67:534.11 Викл. Л.В. Семчук, канд. техн. наук – Червоноградський державний технікум гірничих технологій та економіки

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ І ФОРМ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗІ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИМ КАНАТОМ

Розглянуто математичну модель власних коливань механічної системи шахтної підйімальної установки із зрівноважувальним канатом. Рух підйімального каната описано рівняннями з частковими похідними гіперболічного типу. Сформульовано крайові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь руху. Будується алгоритм розрахунку частот і форм гармонічних коливань механічної системи із застосуванням матричного методу початкових параметрів. Досліджено вплив довжин віток каната на характеристики частотного спектру і на форми коливань установки.

Ключові слова: математична модель, власні коливання, шахтна підймальна установка, зрівноважувальний канат, частоти і форми.

Загальна характеристика проблеми і постановка задач дослідження. До шахтних підймальних установок, які споруджують для опускання і підймання людей, технологічного обладнання та корисних копалин, ставлять особливі вимоги щодо безпеки експлуатації, надійності, ресурсу, енергоємності тощо. Важливими завданнями вдосконалення шахтних підймальних установок є підвищення їхньої вантажності до 50 т, швидкості руху – до 20 м/с, висоти піднімання – до 1400 м, збільшення ресурсу канатів й інших елементів внаслідок покращення якості обладнання та зменшення динамічних навантажень шляхом вдосконалення привідних систем, пристроїв завантаження і розвантаження скіпів, гальмівних пристроїв, апаратури автоматизованого керування.

У перехідних режимах роботи виникають механічні коливання, що істотно впливають на зусилля в елементах конструкцій. Багато шахт працює на глибинах понад 1000 м. Маса віток канатів таких установок становить понад 10 т і є сумірною з масами підймальних посудин. Це свідчить про істотний вплив інерційних сил, спричинених рухом каната, на загальний характер динамічних процесів. Особливістю математичного моделювання коливальних явищ у шахтних підймальних установках є необхідність врахування несталості довжин робочих віток каната.

Для того, щоб усунути або значною мірою зменшити вплив ваги каната на навантаження привідної системи, застосовують зрівноважувальні канати, що з'єднують дві підймальні посудини установок і в процесі руху установки вирівнюють сили натягу робочих віток каната, зумовлені вагою цих віток.

Розроблення математичної моделі та алгоритму комп'ютерного розрахунку та здійснення досліджень власних коливань шахтної підймальної установки з метою вивчення впливу довжин віток каната і маси вантажів на частоти і форми коливальних процесів, а також з метою усунення резонансних явищ в досліджуваній механічній системі, можна розглядати як важливий напрямок вдосконалення процесу автоматизованого проектування шахтних підймальних установок.

Аналіз відомих досліджень. З огляду на необхідність забезпечення високої надійності скіпових підймальних установок нормативно-технічними документами передбачено приймати коефіцієнти запасу міцності каната 6,5...7,5 – для скіпових і 7,5...9 – для кліткових підймальних установок [9, 12]. Аналіз основних тенденцій розвитку шахтних підймальних установок засвідчує, що перспективними напрямками їхнього вдосконалення є: збільшення висоти піднімання, зростання швидкості руху підймальних посудин, збільшення вантажності. Існує потреба у зменшенні періоду циклу піднімання, який складається з часових інтервалів пуску, усталеного руху, гальмування і пауз [3].

Задачу зниження динамічних навантажень розв'язують на основі принципу раціонального добору співвідношення параметрів жорсткості, інерційності і дисипації ланок всієї підймальної установки [4, 5]. Оцінюють оптимальні параметри за різними критеріями.

Основи динаміки шахтних підймальних установок заклад академік М.М. Федоров [10] і розвинуті у працях академіка Г.Н. Савіна [2] і професора Ф.В. Флоринського [11].

Складність відомих методів визначення частот і форм вільних коливань, а також методів розрахунку вимушених коливань [1, 6] утруднює широке застосування континуально-дискретних розрахункових моделей в інженерній практиці. Тому у дослідженнях динамічних процесів нерідко застосовують спрощені моделі з обмеженим числом ступенів вільності [8, 13].

Основний матеріал. Шахтна підймальна установка (рис. 1, а) містить два скіпи або дві клітки масами m_{c1} і m_{c2} , що утримуються за допомогою перекинутого через привідний барабан і верхні напрямні шківів тягового каната. Довжина віток тягового каната відповідно становить l_1, l_2, l_3, l_4 . Момент інерції барабана і верхніх напрямних шківів позначено як $I_6, I_{ш1}, I_{ш2}$.

Нижніми частинами скіпи або клітки зв'язані зі зрівноважувальним канатом, перекинутим через нижній напрямний шків з моментом інерції $I_{ш3}$. Довжини віток зрівноважувального каната дорівнюють l_5 та l_6 .

На розрахунковій схемі установки (рис. 1, б) введено такі позначення: $m_{ш1}, T_{ш2}, T_{ш3}$ і m_6 – зведені до каната маси шківів і барабана визначаються на основі залежностей

$$m_{ш1} = I_{ш1} / r_{ш1}^2, m_{ш2} = I_{ш2} / r_{ш2}^2, m_{ш3} = I_{ш3} / r_{ш3}^2, m_6 = I_6 / r_6^2;$$

де: $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$ – координати руху, початки яких розміщені на верхніх межах відповідних ділянок каната.

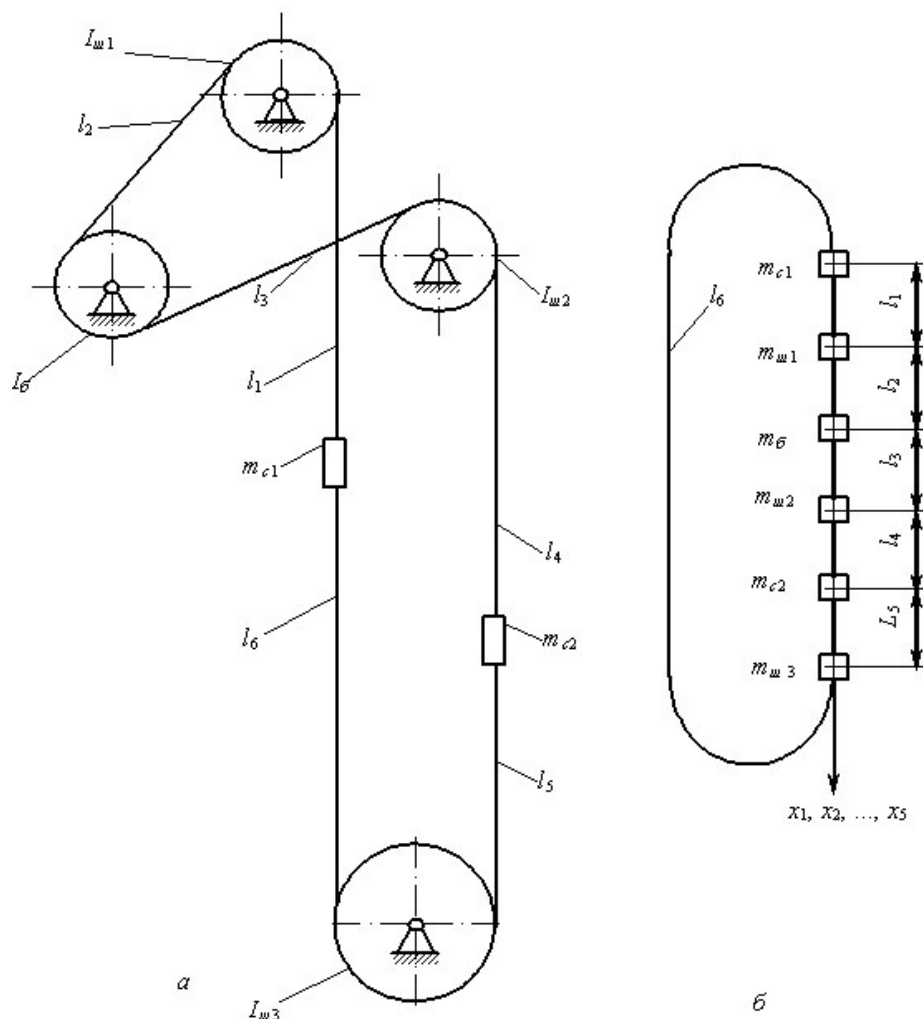


Рис 1. Схема підймальної установки зі зрівноважувальним канатом (а) та її розрахункова схема (б)

Рівняння руху вітки каната записуємо у вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, 6), \quad (1)$$

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 Даламбера з урахуванням спряження віток каната:

$$\begin{aligned} m_{c1} \frac{\partial^2 u_1(0,t)}{\partial t^2} - \frac{EA}{l_1} \frac{\partial u_1(\xi_1,t)}{\partial \xi_1} \Big|_{\xi_1=0} + \frac{EA}{l_6} \frac{\partial u_6(\xi_6,t)}{\partial \xi_6} \Big|_{\xi_6=1} &= 0; \\ m_{u1} \frac{\partial^2 u_1(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_1} \frac{\partial u_1(\xi_1,t)}{\partial \xi_1} \Big|_{\xi_1=1} - \frac{EA}{l_2} \frac{\partial u_2(\xi_2,t)}{\partial \xi_2} \Big|_{\xi_2=0} &= 0; \\ m_6 \frac{\partial^2 u_2(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_2} \frac{\partial u_2(\xi_2,t)}{\partial \xi_2} \Big|_{\xi_2=1} - \frac{EA}{l_3} \frac{\partial u_3(\xi_3,t)}{\partial \xi_3} \Big|_{\xi_3=0} &= 0; \\ m_{u2} \frac{\partial^2 u_3(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_3} \frac{\partial u_3(\xi_3,t)}{\partial \xi_3} \Big|_{\xi_3=1} - \frac{EA}{l_4} \frac{\partial u_4(\xi_4,t)}{\partial \xi_4} \Big|_{\xi_4=0} &= 0; \\ m_{c2} \frac{\partial^2 u_4(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_4} \frac{\partial u_4(\xi_4,t)}{\partial \xi_4} \Big|_{\xi_4=1} - \frac{EA}{l_5} \frac{\partial u_5(\xi_5,t)}{\partial \xi_5} \Big|_{\xi_5=0} &= 0; \\ m_{u3} \frac{\partial^2 u_5(1,t)}{\partial t^2} + \frac{EA}{l_5} \frac{\partial u_5(\xi_5,t)}{\partial \xi_5} \Big|_{\xi_5=1} - \frac{EA}{l_6} \frac{\partial u_6(\xi_6,t)}{\partial \xi_6} \Big|_{\xi_6=0} &= 0; \\ u_1(0,t) = u_6(1,t), \quad u_{i+1}(0,t) = u_i(1,t) \quad (i = 1, 2, \dots, 5). \end{aligned} \quad (2)$$

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

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, 6), \quad (3)$$

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

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

$$U''_i + \frac{l_i \omega^2}{a_i^2} U = 0 \quad (i=1, 2, \dots, 6). \quad (4)$$

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

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) X_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, 6), \quad (5)$$

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

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

$$\begin{aligned} -m_{c1}\omega^2 U_1(0) + \frac{EA}{l_6} U'_6(1) - \frac{EA}{l_i} U'_1(0) &= 0; & -m_{u1}\omega^2 U_1(1) + \frac{EA}{l_1} U'_1(1) - \frac{EA}{l_2} U'_2(0) &= 0; \\ -m_{c2}\omega^2 U_2(1) + \frac{EA}{l_2} U'_2(1) - \frac{EA}{l_3} U'_3(0) &= 0; & -m_{u2}\omega^2 U_3(1) + \frac{EA}{l_3} U'_3(1) - \frac{EA}{l_4} U'_4(0) &= 0; \\ -m_{c2}\omega^2 U_4(1) + \frac{EA}{l_4} U'_4(1) - \frac{EA}{l_5} U'_5(0) &= 0; & -m_{u3}\omega^2 U_5(1) + \frac{EA}{l_5} U'_5(1) - \frac{EA}{l_6} U'_6(0) &= 0; \\ U_{i+1}(0) &= U_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, 5). \end{aligned} \quad (6)$$

Залежності (6) подаємо в матричній формі:

$$X_1(0) = S_1 X_6(1); \quad X_{i+1}(0) = S_{i+1} X_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, 5), \quad (7)$$

де $S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \delta_i & \lambda_i \end{pmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, 6),$

причому $\delta_1 = -\frac{m_{c1} l_1 \omega^2}{EA}; \quad \delta_2 = -\frac{m_{u1} l_2 \omega^2}{EA}; \quad \delta_3 = -\frac{m_{c2} l_3 \omega^2}{EA}; \quad \delta_4 = -\frac{m_{u2} l_4 \omega^2}{EA};$
 $\delta_5 = -\frac{m_{c2} l_5 \omega^2}{EA}; \quad \delta_6 = -\frac{m_{u3} l_6 \omega^2}{EA}; \quad \lambda_1 = \frac{l_1}{l_6}; \quad \lambda_i = \frac{l_i}{l_{i-1}} \quad (i = 2, 3, \dots, 6).$

З урахуванням рівнянь (5) і (7) записуємо матричне співвідношення

$$X_6(1) = \left[\prod_{i=6}^1 S_i R_i \right] X_6(1). \quad (8)$$

Обчислюємо за допомогою (8) реакції елементів матриці-колонки $X_6(1)$, на одиничні значення цих елементів і позначаємо так: u_u, u'_u – реакції першого та другого елементів на одиничне значення першого елемента; $u_{u'}, u'_{u'}$ – реакції першого та другого елементів на одиничне значення другого елемента. Отже, дійсні значення компонент матриці-колонки $X_6(1)$, повинні задовольняти систему рівнянь:

$$\begin{aligned} (u_u - 1)U_6(1) + u'_u U'_6(1) &= 0; \\ u'_u U_6(1) + (u'_{u'} - 1)U'_6(1) &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Оскільки система рівнянь (9) є однорідною, вона має розв'язки за умови, якщо її визначник дорівнює нулю, тобто

$$(u_u - 1)(u'_{u'} - 1) - u_u u'_{u'} = 0. \quad (10)$$

Співвідношення (10) є частотним рівнянням цієї механічної системи. Форми її коливань знаходимо за залежностями (5). Для цього визначаємо початкові параметри ділянок каната за формулами:

$$X_1(0) = S_1 X_6(1); \quad X_i(0) = \prod_{j=i}^2 (S_j R_{j-1}) S_1 X_6(1) \quad (i = 2, 3, \dots, 6),$$

що впливають з (5) і (7).

Визначимо власні частоти шахтної скіпової підіймальної установки зі зрівноважувальним канатом, маса завантаженого скіпа якої становить $m_{c1} =$

16960 кг; маса незавантаженого скіпа $m_{c2} = 8460$ кг; зведена маса барабана $m_6 = 27200$ кг; зведена маса напрямних шківів $m_{ш1} = m_{ш2} = m_{ш3} = 1380$ кг; діаметр каната $d_k = 46,5$ мм; розрахункова площа поперечного перерізу каната $A = 848$ мм²; умовна густина каната $\rho = 9400$ кг/м³; границя міцності і модуль пружності матеріалу каната $\sigma_b = 1700$ МПа, $E = 1,3 \cdot 10^5$ МПа; довжини ділянок каната l_1 і l_4 змінюються в межах від 25 до 550 м, ділянок l_5 і l_6 – від 10 до 535 м, сталі довжини $l_2 = l_3 = 54$ м. Результати розрахунку подано в табл. 1.

Табл. 1. Власні частоти шахтної підіймальної установки

l_1 , м	l_4 , м	l_5 , м	l_6 , м	Значення частоти, Гц							
				1	2	3	4	5	6	7	8
25	550	10	535	0,9374	1,790	3,177	3,604	5,520	6,902	7,677	10,21
50	525	35	510	0,954	1,573	3,258	3,638	5,653	6,537	7,956	8,228
75	500	60	485	0,9737	1,417	3,310	3,660	5,728	5,972	7,325	8,271
100	475	85	460	0,9953	1,297	3,294	3,711	5,527	6,003	6,795	12,19
125	450	110	435	1,021	1,199	3,214	3,810	5,464	6,144	6,438	9,015
150	425	135	410	3,113	3,940	5,542	6,073	6,392	9,470	9,523	13,69
175	400	160	385	3,017	4,089	5,713	5,831	6,584	9,961	10,04	11,83
200	375	185	360	2,937	4,250	5,607	5,964	6,818	10,20	10,56	10,63
225	350	210	335	2,874	4,419	5,392	6,235	7,062	9,593	9,725	11,31
250	325	235	310	0,9709	1,104	2,829	4,591	5,191	6,555	7,417	8,842
275	300	260	285	0,9298	1,143	2,801	4,737	5,028	6,836	7,806	8,249
300	275	285	260	0,8964	1,182	2,79	4,702	5,057	6,882	7,769	8,276
325	250	310	235	0,8676	1,225	2,796	4,534	5,229	6,651	7,399	8,845
350	225	335	210	0,8423	1,271	2,821	4,352	5,425	6,346	7,055	9,587
375	200	360	185	0,8196	1,323	2,865	4,173	5,624	6,069	6,782	10,26
400	175	385	160	0,7993	1,384	2,932	4,002	5,727	5,945	6,549	11,90
425	150	410	135	0,7809	1,454	3,024	3,839	5,586	6,125	6,367	13,74
450	125	435	110	0,7642	1,537	3,144	3,685	5,479	6,111	6,488	12,81
475	100	460	85	0,7489	1,639	3,290	3,538	5,484	5,952	6,857	8,611
500	75	485	60	0,735	1,767	7,399	8,254	8,443	11,59	11,94	15,17
525	50	510	35	0,7222	1,932	3,290	3,551	5,646	6,290	7,934	8,290
550	25	535	10	0,714	2,152	3,181	3,623	5,502	6,867	7,652	10,07

Одержані результати показують, що ця механічна система характеризується досить густим спектром власних частот. Значення цих частот істотно залежать від положення скіпів. Частоти коливань, які можуть бути спричинені збуджуючими чинниками, зводимо в табл. 2.

Табл. 2. Об'єкти збурення коливань у підіймальній установці і частоти можливих збурень

Об'єкти збурення коливань	Електродвигун	Редуктор	Муфти	Привідний барабан	Напрямні шківів 1 і 2	Шків 3
Частота збурень, Гц	12,49	12,49 0,625	12,49 0,625	0,625	0,78	0,78

Власні форми коливань шахтної підіймальної установки глибиною 550 м, для випадку, коли $l_1 = 550$ м і $l_4 = 25$ м $l_5 = 535$ м і $l_6 = 10$ м показано на рис. 2.

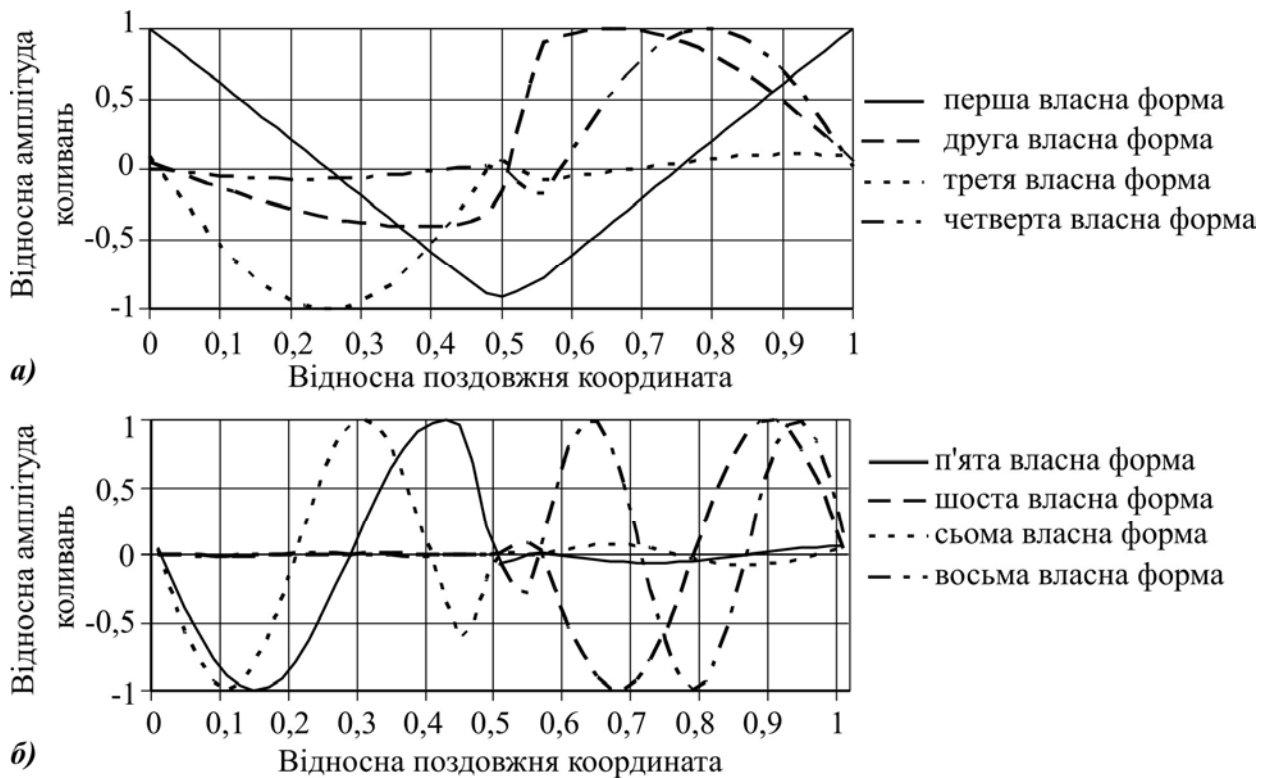


Рис. 2. Власні форми коливань шахтної підіймальної установки зі зрівноважувальним канатом: а – перша – четверта; б – п'ята – восьма

Висновки. Резонансні явища можуть проявлятися на першій або восьмій власних частотах. У цих випадках перша власна частота може бути близькою до частоти обертання привідного барабана ($0,625 \text{ с}^{-1}$) або напрямних шківів ($0,78 \text{ с}^{-1}$), а восьма власна частота – до частоти обертання ротора двигуна ($12,49 \text{ с}^{-1}$).

За виглядом власних форм можна судити про вплив коливань, що відбуваються з резонансними частотами, на динаміку елементів системи. Аналіз власних форм коливань шахтної підіймальної установки зі зрівноважувальним канатом показує, що поблизу підіймальних посудин значення амплітуд коливань є найбільшими для першої власної форми, для 2-ї ... 8-ї форм максимальні величини амплітуд виникають посередині великих віток каната. Однак абсолютні величини амплітуд цих коливань є меншими ніж в аналогічних підіймальних установках без зрівноважувального каната, що свідчить про доцільність використання зрівноважувального каната для шахт великої глибини.

Література

1. **Весницкий А.И.** Теория колебаний распределенных параметрических систем / Весницкий А.И., Потапов А.И. – Горький : Издат. Горьковского ун-та, 1980. – 87 с.
2. **Горошко О.А.** Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1971. – 224 с.
3. **Грядущий Б.А.** Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок / Б.А. Грядущий // Збірник наукових праць. – Донецьк : НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова, 2005. – Вип. 99. – 278 с.
4. **Давидов Б.Л.** Динамика горних машин / Б.Л. Давидов. – М. : Гортехиздат, 1961. – 235 с.
5. **Козак С.А.** К вопросам динамических нагрузок в шахтных подъемных установках / С.А. Козак // Конструирование и технология в тяжелом машиностроении : сб. науч. тр. – Свердловск : Изд-во УПИ. – 1966. – С. 35-43.

6. Комбинированная методология расчетных систем. Cabinet mythology for analysis of rotary systems. Huang Yuan Mao, Wang Chin – Ming, 2001. – 123 с.

7. Коренев Б.Г. О пусковом резонансе / Б.Г. Коренев // Исследования по динамике сооружений. – М. : Госстроиздат, – 1957. – С. 162-184.

8. Нестеров П.П. Теория и практика подъема / П.П. Нестеров. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1975. – 354 с.

9. Сергеев С.Т. Стальные канаты / С.Т. Сергеев. – К. : Вид-во "Техніка", 1974. – 324 с.

10. Федоров М.М. Методология динамической теории расчета подъемного каната вертикальной шахты / М.М. Федоров // Записки ин-та горной механики. – К. : Изд-во АН УССР, – 1936. – Вып. 1. – С. 235-239.

11. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната / Ф.В. Флоринский. – М. : Углетехиздат, 1955. – 240 с.

12. Хаджииков Р.Н. Горная механика / Р.Н. Хаджииков, С.А. Бутаков. – М. : Изд-во "Недра", 1982. – 406 с.

13. Харченко Є.В. Динамические процессы буровых установок / Є.В. Харченко. – Львов : Вид-во "Світ", 1991. – 176 с.

Семчук Л.В. Определение частот и форм собственных колебаний шахтной подъемной установки с уравнивающим канатом

Рассмотрена математическая модель собственных колебаний механической системы шахтной подъемной установки с уравнивающим канатом. Рух подъемного каната описан уравнениями с частичными производными гиперболического типа. Сформулированы краевые условия, которым должны удовлетворять решения уравнений движения. Строится алгоритм расчета частот и форм гармонических колебаний механической системы с применением матричного метода начальных параметров. Исследовано влияние длин веток каната на характеристики частотного спектра и на формы колебаний установки.

Ключевые слова: математическая модель, собственные колебания, шахтная подъемная установка, уравнивающий канат, частоты и формы.

Semchuk L.V. Determine of frequencies and forms of own oscillations of mine via bins with balanced rope

The mathematical model of own oscillations of the mechanical system of mine via bins with balanced rope is being studied. Movement of elevating rope is described by the equation with the partial marching of hyperbolic type. Local conditions with which should be satisfied solve of equation of movement are formed. The algorithm of movement 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.

Keywords: mathematical model, own oscillations, mine via bins, balanced rope, of frequencies and forms.

УДК 674.074 Доц. Л.Я. Сорока, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ У СТОЛЯРНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Розглянуто питання підвищення стабільності технологічних операцій. Для підвищення ефективності технологічних процесів столярних виробів, стабільності технологічних операцій необхідно враховувати чинники, що діють на верстати, потоки і автоматичні лінії (параметри заготовок і матеріалу, кількість і характер відмов обладнання, несинхронність роботи окремих вузлів, переповнення нагромаджувачів, накладені втрати робочою часу, і т. ін.).