

2. Бубела Т.З. Безпечність та якість харчової продукції / Т.З. Бубела., О.В. Воробець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Вимірювальна техніка та метрологія. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", – 2010. – № 71. – С. 139-144.
3. Белінська С. Концептуальні засади гарантій безпечності харчових продуктів / С. Белінська, Н. Орлова, Ю. Мотузка // Товари і ринки : зб. наук. праць. – 2011. – № 1. – С. 176-182.
4. Крюков О.М. Основи метрологічного забезпечення : навч. посібн. / О.М. Крюков, О.П. Флорін. – Харків : Вид-во ХНАДУ, – 2010. – С. 208.
5. Чинков В.М. Основи метрології та вимірювальної техніки : навч. посібн. / В.М. Чинков. – Вид. 2-ге, [перероб. та доп.]. – Харків : Вид-во НТУ "ХП". – 2005. – С. 524.
6. Дунаев Б.Б. Точность измерений при контроле качества / Б.Б. Дунаев. – К. : Изд-во "Техніка". – 1981. – С. 152.
7. Орнатский П.П. Теоретические основы информационно-измерительной техники / П.П. Орнатский. – К. : Вид-во "Вища шк." Головное изд-во, 1983. – 455 с.
8. Владимиров В.Л. Теоретические основы, методы и алгоритмы автоматизированной проверки средств измерений электрических величин : дис. ... д-ра техн. наук / В.Л. Владимиров. – Львов, 1990. – 255 с.
9. Федулова І.В. Дослідження продовольчої безпеки: принципи і підходи щодо оцінки / І.В. Федулова // Стратегія економічного розвитку України : зб. наук. праць. – 2014. – № 34. – С. 40-46.
10. Одінцов М.М. Моделирование факторов формирования продовольчої безпеки // 4. Ефективна економіка : електр. наук. фахове видання, 2010. [Електронний ресурс]. – Доступний з <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=113>.

Любчик О.С., Микійчук Н.Н. Анализ основных направлений совершенствования системы метрологического обеспечения производства пищевой продукции

Осуществлен анализ основных направлений совершенствования системы метрологического обеспечения производства пищевой продукции. Произведен сравнительный анализ методов определения показателей качества пищевой продукции. Разработаны требования к системе контроля качества пищевой продукции: оперативность, достоверность, доступность. Сформулированы определения обобщенного показателя оперативности метрологического обеспечения, вероятность принятия правильного решения при контроле (достоверность контроля) и коэффициент доступности пищевой продукции. Масштабы "системы качества" должны соответствовать задачам обеспечения качества продукции. Важной задачей организации современных процессов изготовления является совершенствование систем измерений и контроля, основным содержанием которых будет оперативное влияние на процесс изготовления пищевой продукции.

Ключевые слова: метрологическое обеспечение, пищевая продукция, оперативность контроля, достоверность контроля, доступность пищевой продукции, система контроля качества, фальсификация, методы экспертизы.

Lyubchyk O.S., Mykyjchuk M.M. The Analysis of the Main Directions for Improvement of the Metrological Support System of Food Production

The analysis of the main directions for improving the system of metrological support of food production has been performed. The comparative analysis of methods for determining food quality has been carried out. Formulas to control food quality such as efficiency, reliability, and availability, have been developed. We formulated definitions of generalized index of efficiency of metrological support, the probability of making the right decisions at the control (control reliability) and factor of food availability. The scale of "quality systems" should correspond to the tasks of product quality assurance. The important task of the organization of modern production processes is the improvement of measurement and control, the basic content of which will be operational impact on the process of food production.

Keywords: metrological support, food products, speed control, control reliability, availability, food quality control system, falsification, methods of assessment.

УДК 622.67:534.11

Викл. Л.В. Семчук¹, канд. техн. наук;
ст. викл. Р.А. Ковальчук², канд. техн. наук

РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПІДЙІМАЛЬНИХ УСТАНОВОК ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД ШАХТНОГО ТИПУ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КАНАТУ

Запропоновано математичну модель гальмівних режимів роботи підйімальної установки інженерної споруди шахтного типу з урахуванням пружно-інерційних властивостей канату, довжина вітки якого змінюється залежно від координати руху барабана. Рівняння руху механічної системи записано з використанням рівняння Лагранжа другого роду на основі застосування дискретної розрахункової моделі зі змінними пружно-інерційними параметрами. Наведено результати числової реалізації побудованої моделі для підйімальної установки залежно від глибини шахти і числа ланок.

Ключові слова: математична модель, рівняння руху, підймальна установка, підйімальний канат, пружно-інерційні властивості.

Вступ. Основним засобом захисту та управління підйімальними машинами інженерних споруд шахтного типу є гальмові пристрої, досконалість конструкції яких значною мірою визначає надійність і безпеку роботи всієї підйімальної установки. Аналіз аварій підйімальних машин на шахтах показує, що більшість їх відбувається саме через несправність або недосконалість гальмових пристроїв, не виявлених і не усунутих своєчасно [10, 11].

У моменти наближення підйімальних посудин до приймальних майданчиків, а також в аварійних ситуаціях вводиться в дію гальмівна система. Під час гальмування виникають інтенсивні коливальні явища у механічній системі шахтної підйімальної установки, особливо в установках з великими довжинами віток канату. Дослідження, що проводяться у цьому напрямі, орієнтовані на застосування аналітичних методів розв'язування рівнянь руху. Такий підхід характеризується обмеженими можливостями врахування нелінійних чинників динамічних процесів, зокрема, несталості довжини канату, залежності гальмівного моменту від режиму роботи гальма тощо.

Удосконалення математичних моделей та алгоритмів розрахунку гальмівних режимів роботи привідних систем підйімальних установок інженерних споруд шахтного типу доцільно проводити на основі застосування континуально-дискретних моделей реальних систем та ефективних числових методів аналізу.

Основи динаміки шахтних підйімальних установок заклав М.М. Федоров [12] і розвинули Г.Н. Савіна [2], Ф.В. Флоринський [14]. Дослідження орієнтовані на застосування аналітичних методів розв'язування рівнянь руху. Такий підхід характеризується обмеженими можливостями врахування нелінійних чинників динамічних процесів, зокрема, несталості довжини канату, залежності гальмівного моменту від режиму роботи гальма тощо. Складність відомих методів розрахунку вимушених коливань [1, 4, 5, 7] 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].

¹ Червоноградський гірничо-економічний коледж;

² Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного

Серед наукових проблем динаміки та міцності гірничих машин і механізмів особливе місце відводиться дослідженням динамічних явищ у шахтних підймальних канатах як найбільш відповідальних і важливих елементах підймальних машин. Правильне добирання мінімально необхідного діаметра підймального канату – важливий етап з огляду як на безпеку експлуатації, так і на економічність всієї підймальної установки інженерної споруди шахтного типу [2, 3, 13].

У конструкторському плані всі гальмові пристрої складаються з виконавчого органу, гальмового привода та апарату управління. За принципом гальмування виконавчі органи гальма поділяють на два основних типи – радіального типу та аксіального типу. Апарати управління гальмовими пристроями підймальних машин слугують для забезпечення необхідних режимів робочого і запобіжного гальмування.

Протягом десятиліть конструкції цих апаратів удосконалювалися і модифікувалися разом з технічним прогресом, загальна їх кількість за різновидами і призначенням дуже велика, опис їх конструкції та принципу дії докладно описані в [6, 10, 11] та інших джерелах.

Основний матеріал. Побудовано математичну модель та алгоритм розрахунку гальмівних режимів роботи привідної системи підймальної установки інженерної споруди шахтного типу з урахуванням пружно-інерційних властивостей канату, довжина вітки якого змінюється залежно від координати руху барабана. Модель містить рівняння руху пружної механічної системи зі змінними пружно-інерційними характеристиками елементів.

Розрахункову схему гальмівних режимів роботи підймальної установки (рис. 1) формуємо по аналогії зі схемою пускових режимів роботи. Відмінність полягає у відсутності моменту, що розвиває електродвигун M_E і наявності гальмівного моменту M_T , який створюється дією гальмівних колодок на ободи привідного барабана. Напрямок моменту M_T є протилежним до напрямку обертання барабана φ_3 .

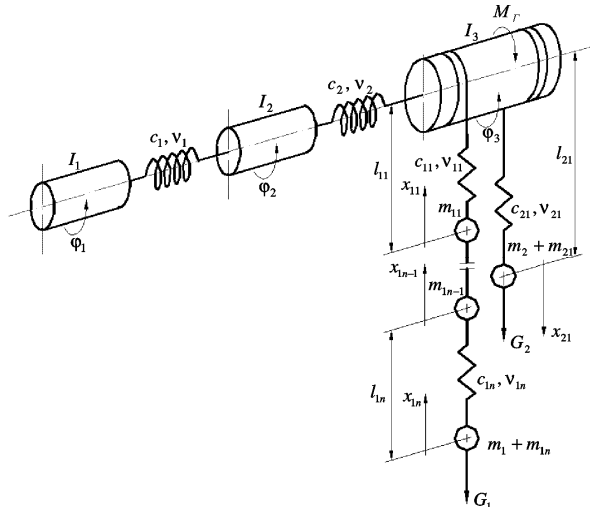


Рис. 1. Розрахункова схема гальмівних режимів підймальної установки

Рух механічної системи опишемо з використанням рівняння Лагранжа другого роду. Кінетичну енергію системи запишемо у вигляді

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

Швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного барабана, підймальних посудин і точкових вантажів:

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1, \quad \omega_2 = \dot{\varphi}_2, \quad \omega_3 = \dot{\varphi}_3, \quad v_{11} = \dot{x}_{11}, \quad v_{21} = \dot{x}_{21}, \quad v_{li} = \dot{x}_{li}. \quad (2)$$

Приймаючи за узагальнені координати $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_{11}, x_{21}$, узагальнені сили подаємо як:

$$Q_1 = -v_1(\omega_1 - \omega_2); \quad Q_2 = -v_1(\omega_2 - \omega_1) - v_2(\omega_2 - \omega_3); \quad Q_3 = (-F_{v11} - F_{v21})r_3 - v_2(\omega_3 - \omega_2) - M_T; \\ Q_{11} = -m_{11}g + F_{v11} - F_{v12}; \quad Q_{21} = m_{21}g - F_{v21}; \quad Q_{li} = -m_i g - F_{vli} - F_{vli+1}, \quad (3)$$

де сили дисипації енергії:

$$F_{vli} = v_{li} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_{li} - x_{1,(i-1)}}{l} \right) = \frac{v_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)}); \\ F_{v11} = v_{11} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_3 \varphi_3 - x_{11}}{l - r_3 \varphi_3} \right) = v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right); \\ F_{v21} = v_{21} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_{21} - r_3 \varphi_3}{l_{02} + r_3 \varphi_3} \right) = v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right). \quad (4)$$

Рівняння руху отримуємо у вигляді:

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{I_1} [-v_1(\omega_1 - \omega_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)]; \\ \dot{\omega}_2 = \frac{1}{I_2} [-c_1(\varphi_2 - \varphi_1) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_1) - v_2(\omega_2 - \omega_3)]; \\ \dot{\omega}_3 = \frac{1}{I_3} [-c_2(\varphi_3 - \varphi_2) - \frac{E \cdot A}{2} \cdot \frac{2 \cdot r_3(r_3 \varphi_3 - x_{11}) \cdot (l - r_3 \varphi_3) + (r_3 \varphi_3 - x_{11})^2 r_3}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \\ - \frac{E \cdot A}{2} \cdot \frac{2 \cdot r_3(r_3 \varphi_3 - x_{21}) \cdot (l_{02} + r_3 \varphi_3) - (r_3 \varphi_3 - x_{21})^2 r_3}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} - M_T - \\ - r_3 v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right) + r_3 v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right) - v_2(\omega_3 - \omega_2)]; \\ \dot{v}_{11} = \frac{1}{m_{11}} \left[-\frac{E \cdot A(x_{11} - r_3 \varphi_3)}{(l - r_3 \varphi_3)} - \frac{E \cdot A(x_{11} - x_{12})}{l} + \right. \\ \left. + v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right) - \frac{v_{12}}{l} (v_{11} - v_{12}) - m_{11} g \right]; \\ \dot{v}_{21} = \frac{1}{(m_2 + m_{21})} \left[-\frac{E \cdot A(x_{21} - r_3 \varphi_3)}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} - v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right) + (m_2 + m_{21}) g \right]; \\ \dot{v}_{ln} = \frac{1}{(m_1 + m_i)} \left[-\frac{E \cdot A(x_{1n} - x_{1,(n-1)})}{l} - (m_1 + \frac{m_i}{2}) \cdot g - \frac{v_{ln}}{l} (v_{ln} - v_{1,(n-1)}) \right];$$

$$\dot{v}_{li} = \frac{1}{m_i} \left[-\frac{E \cdot A(x_{li} - x_{1,(i-1)})}{l} - \frac{E \cdot A(x_{li} - x_{1,(i+1)})}{l} - m_i \cdot g - \frac{V_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)}) - \frac{V_{1,(i+1)}}{l} (v_{li} - v_{1,(i+1)}) \right]. \quad (5)$$

Отримані рівності (5) та співвідношення (2) утворюють сукупність рівнянь руху, поданих безпосередньо у нормальній формі Коші. Вони становлять замкнуту систему нелінійних диференціальних рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

Початкові умови інтегрування рівнянь (5) мають вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_{01} = 0; \varphi_{02} = 0; \varphi_{03} = 0; x_{011} &= -\frac{(m_1 + p \cdot l \cdot (n - 0,5))g \cdot l}{E \cdot A}; \\ x_{01i} = x_{01,(i-1)} - \frac{(m_1 + p \cdot l \cdot (n - i - 0,5))g \cdot l}{E \cdot A}; x_{021} &= \frac{(m_2 + p \cdot l_{02} / 3)g \cdot l_{02}}{E \cdot A}; \\ \omega_{03} = \omega_{3\max}, \omega_{01} = \omega_{1\max}, \omega_{02} = \omega_{2\max}, \\ v_{011} = \omega_{03} \cdot r_3, v_{021} = \omega_{03} \cdot r_3, v_{012} = v_{012\max}, \\ v_{013} = v_{013\max}, v_{014} = v_{014\max}, v_{015} = v_{015\max}. \end{aligned} \quad (6)$$

Дослідження гальмівних режимів роботи у привідній системі підйомальної установки інженерних споруд шахтного типу зводиться до інтегрування рівнянь (5) з урахуванням початкових умов (6). Моменти в пружних ланках 1 і 2 визначаються відповідно до залежностей:

$$M_1 = v_1(\omega_1 - \omega_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2); M_2 = v_2(\omega_2 - \omega_3) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3). \quad (7)$$

Зусилля у вітках канату визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} N_{li} &= -\frac{E \cdot A(x_{li} - x_{1,(i-1)})}{l} - \frac{V_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)}); \\ N_{11} &= \frac{E \cdot A(r_3\varphi_3 - x_{11})}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + v_{11} \left(\frac{r_3\omega_3(l_{01} - x_{11})}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} \right); \\ N_{21} &= \frac{E \cdot A(x_{21} - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + v_{21} \left(\frac{-r_3\omega_3(l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Розглянемо головну шахтну підйомальну установку, яка містить два скіпи 2СН9,5-2 вантажністю 8500 кг, власною масою 8460 кг, підвішені на канаті ЛК – РО 6×36 діаметром 46,5 мм. Площа поперечного перерізу канату $A=848 \text{ мм}^2$, погонна маса $p=8,37 \text{ кг/м}$, модуль пружності канату $E=130000 \text{ МПа}$. Підйомальна машина ЦР–5×3/0,6, момент інерції привідного барабана $I_3=1700000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, редуктор 2ЦО–22, передавальне число якого $u=20$, момент інерції рухомих частин $I_2=25000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Електродвигун АК3–15-41-8Б, момент інерції ротора $I_1 = 55 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Початкові частоти обертання ротора, валів редуктора та привідного барабана зведені до вала барабана, дорівнюють відповідно $\omega_{10}=4 \text{ рад/с}$, $\omega_{20}=4 \text{ рад/с}$ і $\omega_{30}=4 \text{ рад/с}$. Початкові швидкості скіпів, а також зосереджених на межах ділянок точкових вантажів становлять 10 м/с. Початкові довжини віток канатів дорівнюють $l_{01} = 500 \text{ м}$, $l_{02} = 25 \text{ м}$, коли $m_1 = 8500 \text{ кг}$, а $m_2 = 8500 \text{ кг}$.

Табл. Максимальні значення моментів і сил у пружних ланках та значення коефіцієнта динамічності зусилля у вітці канату відповідно до різних значень гальмівного моменту

$M_T, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{1\max}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{2\max}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_{11\max}, \text{Н}$	$N_{21\max}, \text{Н}$	$k_{\text{дин},21}$	$t, \text{с}$	$a, \text{м/с}^2$
90000	1248	40120	120500	118400	1,392	8,20	1,220
120000	1469	46950	120500	122700	1,443	6,80	1,471
150000	1690	53770	120500	127100	1,495	6,05	1,653
180000	1911	60600	120500	131400	1,545	5,30	1,887
200000	2058	65160	120500	134300	1,579	5,00	2,000
220000	2205	69170	120500	137200	1,614	4,65	2,151
250000	2426	76550	120500	141600	1,665	4,25	2,353
300000	2794	87940	120500	148800	1,750	3,68	2,717
350000	3163	99330	120500	156100	1,836	3,26	3,067
400000	3531	110700	120500	163300	1,921	3,00	3,333
450000	3899	122100	120500	170600	2,006	2,65	3,774
500000	4268	133500	120500	177800	2,092	2,38	4,202

Гальмівний момент визначається залежністю

$$M_T, \text{ якщо } \omega_3 \geq 0; M_T = 0, \text{ якщо } \omega_3 < 0. \quad (9)$$

Максимальні значення моментів і сил у пружних ланках $M_{1\max}$, $M_{2\max}$, $N_{11\max}$, $N_{21\max}$, а також максимальні значення коефіцієнта динамічності зусилля у короткій вітці канату, час до зупинки та середнє сповільнення, що відповідають різним значенням гальмівного моменту, наведено у табл.

Часові залежності моментів і сил у пружності у ланках канату для випадку, коли $m_1=8500 \text{ кг}$, $m_2=8500 \text{ кг}$, $M_T = 90000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, показано на рис. 2, 3.

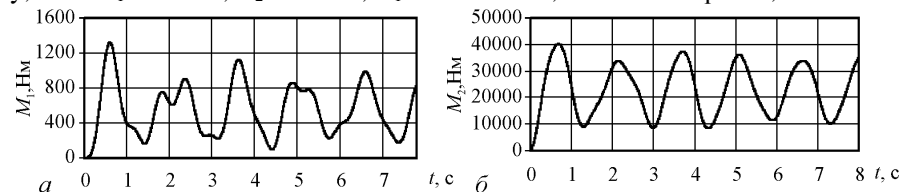


Рис. 2. Часові залежності сил пружності M_1 (а) та M_2 (б)

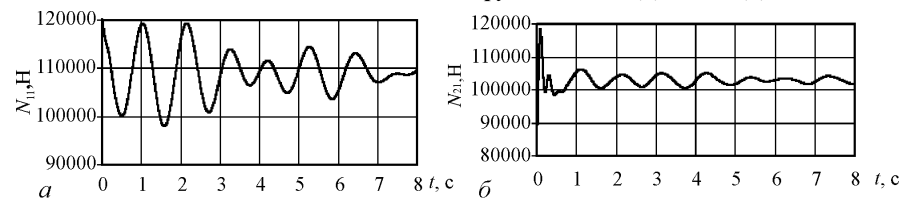


Рис. 3. Часові залежності сил пружності N_{11} , N_{21}

Висновки. Аналіз результатів досліджень показує, що зупинка привідного барабана і всієї системи відбувається через 8,2 с з моменту гальмування, якщо гальмівний момент дорівнює $M_T=90000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. У цьому випадку максимальні значення сил пружності, що виникають у ланках довшої вітки канату, не перевищують статичних навантажень ($N_{11\max}=120500 \text{ Н}$). Найбільше значення коефіцієнта динамічності ($k_{\text{дин},21} = 1,220$) отримане для верхньої ланки коротшої вітки канату, де сила пружності набуває максимального значення ($N_{21\max}=118400 \text{ Н}$).

Внаслідок зростання гальмівного моменту можна значно пришвидшити зупинку підйимальної установки, підвищивши її продуктивність. Однак, у цьому випадку, значно зростає максимальне значення сили пружності, що виникає в коротшій вітці канату (якщо $M_f=500000$ Н·м, то $N_{21max}=177800$ Н і $k_{дин,21}=2,092$).

Для випадку, коли скіп не завантажений ($m_2=8500$ кг), максимальне динамічне навантаження не перевищує допустимого значення. Однак, для завантаженої підйимальної посудини ($m_2=16960$ кг) максимальні динамічні навантаження перевищують допустимі значення ($N_{21max}=258700$ Н). Окрім цього, надто велике значення сповільнення ($a=4,202$ м/с²) спричиняє значні навантаження на елементи конструкцій, а також на людей під час їх спуску чи підймання.

Раціональним режимом гальмування для підйимальної установки інженерної споруди шахтного типу із завантаженою підйимальною посудиною, що опускається, можна вважати режим, для якого гальмівний момент дорівнює $M_f=200000$ Н·м. У цьому випадку максимальне значення сили пружності, що виникає в коротшій вітці канату, дорівнює $N_{2max}=190800$ Н, коефіцієнт динамічності становить $k_{дин,21}=1,136$, сповільнення дорівнює $a=2$ м/с².

Література

1. Весницький А.И. Теория колебаний распределенных параметрических систем / А.И. Весницький, А.И. Потапов. – Горький : Изд-во 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. : Изд-во "Наук. думка", 1971. – 224 с.
3. Грядущий Б.А. Проблемы эксплуатации обладания шахтных стационарных установок / Б.А. Грядущий // Збірник наукових праць НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова. – Донецьк : Вид-во НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова, 2005. – Вип. 99. – 278 с.
4. Дворников В.И. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса / В.И. Дворников, Р.Е. Кьерцеллин. – София : Изд-во МОНТ, 1992. – 363 с.
5. Дворников В.И. Теория и моделирование динамического состояния шахтного подъемного комплекса : дис. д-ра техн. наук / В.И. Дворников. – Донецк, 1989. – 385 с.
6. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины : справочник / А.Д. Димашко, И.Я. Гершиков, А.А. Кривневич. – М. : Изд-во "Недра", 1974. – 363 с.
7. Комбинированная методология расчетных систем. Cabinet mythology for analysis of rotary systems. Huang Yuan Mao, Wang Chin – Ming, 2001. – 123 с.
8. Нестеров П.П. Теория и практика подъема / П.П. Нестеров. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1975. – 354 с.
9. Трибухин В.А. Обоснование параметров систем торможения многоканатных подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом : дисс. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.06 – "Гірничі машини" / НИИ горной механики им. М.М. Федорова / В.А. Трибухин. – Донецк, 2003. – 165 л.
10. Бежок В.Р. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, Б.Н. Чайка, Н.Ф. Кузьменко и др. – Изд. 2-ое, [перераб. и доп.]. – М. : Изд-во "Недра", 1982. – 391 с.
11. Бежок В.Р. Неисправности шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, Р.Я. Грузин, В.Г. Калинин и др. – Изд. 2-ое, [перераб. и доп.]. – М. : Изд-во "Недра", 1991. – 368 с.
12. Складар Н.А. Выбор и обоснование параметров дискового тормозного устройства шахтной подъемной машины / Н.А. Складар, ДонНТУ. [Электронный ресурс]. – Доступный с http://www.nbuv.gov.ua/.../St18_19.pdf.
13. Федоров М.М. Методология динамической теории расчета подъемного канату вертикальной шахты / М.М. Федоров // Записки ин-та горной механики : сб. науч. тр. – К. : Изд-во АН УССР. – 1936. – Вып. 1. – С. 123-129.
14. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного канату / Ф.В. Флоринский. – М. : Изд-во "Углетехиздат", 1955. – 240 с.

Семчук Л.В., Ковальчук Р.А. Расчёт тормозных режимов работы подъёмных установок инженерных сооружений шахтного типа с учётом упруго-инерционных свойств каната

Предложена математическая модель тормозных режимов работы подъемной установки инженерного сооружения шахтного типа с учетом упруго-инерционных свойств каната, длина ветки которого меняется в зависимости от координаты движения барабана. Уравнения движения механической системы записаны с использованием уравнения Лагранжа второго рода на основе применения дискретной расчетной модели со сменными упруго-инерционными параметрами. Приведены результаты числовой реализации построенной модели для подъемной установки в зависимости от глубины шахты и числа звеньев.

Ключевые слова: математическая модель, уравнения движения, подъёмная установка, подъёмный канат, упруго-инерционные свойства.

Semchuk L.V., Kovalchuk R.A. Calculation of Braking Modes of Lifting Facilities of Engineering Structures in View of Mine Type Elastic-inertial Properties Rope

The mathematical model of brake modes of lift installation of shaft type engineering structures considering elastic-inertial properties of a rope, leg length of which varies depending on the coordination movement of the drum, is proposed. The equations of a mechanical system motion are recorded using Lagrange equation of the second kind on the basis of discrete computational model with interchangeable elastic-inertial parameters. The results of numerical implementation of model constructed for lifting installations, depending on the depth of the mines and the number of units.

Keywords: mathematical model, the equation of the movement, mining elevator, elevating rope, elastic-inert qualities.

УДК 614.28.42:66.047.45

Доц. О.В. Станіславчук, канд. техн. наук –
Львівський ДУ БЖД

ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ БІОЛОГІЧНО АКТИВНИХ ПАСТОПОДІБНИХ МАТЕРІАЛІВ

У сучасних умовах стратегічно необхідним для економіки і безпеки нашої держави є встановлення таких принципів державної політики як енергозбереження, економії енергоресурсів, насамперед, нафти та природного газу. До найбільш енергомістких процесів у багатьох галузях промисловості належить сушіння. Внаслідок проведених дослідження сушіння пекарських дріжджів та їх узагальнення встановлено, що фільтраційне сушіння цього біологічно активного пастоподібного матеріалу в стаціонарному шарі у вигляді циліндричних частин має певні переваги, порівняно з іншими методами сушіння.

Ключові слова: сушіння, пекарські дріжджі, пастоподібний біологічно активний матеріал, енергозбереження.

Успішний розвиток економіки нашої держави значною мірою залежить від вирішення проблеми з енергоносіями. Через недостатню кількість власних енергоносіїв майже 25 % валового внутрішнього продукту витрачається на їх імпорт. Витрати на впровадження енергоощадних технологій у кілька разів нижчі від вартості поставок імпортного палива [1]. У сучасних умовах як ніколи стало стратегічно необхідним для економіки і безпеки нашої держави питання енергоощадності, тому серед основних принципів державної політики у цій площині передбачено значне посилення роботи у напрямку енергозбереження, економії енергоносіїв, насамперед нафти та природного газу.

До найбільш енергомістких процесів у багатьох галузях промисловості належить сушіння, на яке витрачається 8-10 % від усієї енергії – основну кіль-