

Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 220 с.
4. Кулиев Р.И., Алиев Р.Т., Алескеров В.Ф. и др. Анализ причин и условий возникновения прихватов бурильного инструмента и обсадных колонн // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1991. – № 7. – С. 15–19.*
5. Мислюк М.А. та ін. Буріння свердловин: Довідник: У 5 т. Т. 5: Ускладнення. Аварії. Екологія / М.А. Мислюк, І.Й. Рибич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – 373 с.
6. Огородніков П.І., Світлицький В.М., Малярчук Б.М., Мельник М.П. Теоретичні передумови вивчення коливальних процесів під час ліквідації прихоплень у бурильній колоні // *Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 4. – С. 9–11.*
7. Пустовойтенко И.П. Предупреждение и методы ликвидации аварий и осложнений в бурении. – М.: Недра, 1987. – 237 с.
8. Раджабов С.А., Мамедов Ф.К. Исследование установившихся упруго-продольных колебаний буровой колонны при выполнении некоторых технологических мер в скважине // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1992. – № 9–10. – С. 27–30.*
9. Самотой А.К. Прихваты при бурении скважин. – М.: Недра, 1984. – 205 с.
10. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.
11. Харченко Е.В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении // *Изв. вузов. Нефть и газ. – 1987. – № 5. – С. 19–24.*
12. Чабан В. И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.
13. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

УДК 621. 242:

Є.В. Харченко, Л.В. Семчук

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра опору матеріалів

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

© Харченко Є.В., Семчук Л.В., 2007

На основі математичного моделювання перехідних процесів обґрунтовуються раціональні режими гальмування шахтної підйімальної установки. Математична модель побудована з урахуванням пружно-інерційних властивостей каната. Рівняння руху системи записані на основі застосування дискретної розрахункової моделі зі змінними пружно-інерційними параметрами. Інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь виконується числовим методом. Наводяться результати числової реалізації побудованої моделі.

On the basic of mathematical designing of transitional processes the mining elevating plant braking rates rational parameters is proposed. The mathematical model is made in consideration of elastic-inert qualities of the rope. The equation of the movement system on the base of usage of discredited calculating models with changeable elastic-inert parameters. The 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 гальмівних режимів роботи виникають механічні коливання, що істотно впливають на навантаження елементів конструкцій.

Під час підходу підйімальних посудин до приймальних площадок, а також в аварійних ситуаціях вводиться в дію гальмівна система. Розрізняють робоче і запобіжне гальмування. Робоче

гальмування забезпечує виконання заданого режиму руху підймальних посудин і зупинення їх в потрібному місці. Запобіжне гальмування необхідне для запобігання аваріям і приводиться в дію автоматично у разі подання імпульсів апаратурою захисту або машиністом. При запобіжному гальмуванні одночасно із зупиненням машини автоматично вимикається від мережі електродвигун.

Основними елементами гальма є виконавчий орган і привід. Виконавчий орган є спільним для робочого і запобіжного гальмування і складається з гальмівних балок із закріпленими на них гальмівними колодками, які діють на сталі гальмівні ободи привідного барабана.

Визначення динамічних зусиль та дослідження гальмівних режимів роботи привідної системи шахтної підймальної установки дасть можливість раціонально добирати конструктивні і експлуатаційні характеристики машини.

Аналіз відомих досліджень. Дослідженням динаміки механізмів і машин постійно приділяється велика увага. Основними завданнями є зменшення динамічних навантажень на елементи машин та механізмів, раціональне добирання конструкції деталей і відповідальних вузлів, а також експлуатаційних режимів машинних агрегатів. Наукові розробки в цій галузі [1, 5, 7] становлять теоретичну базу для вивчення коливних явищ, зумовлених несталістю рушійних сил і сил корисного опору, похибками виготовлення і монтажу окремих деталей і вузлів.

Вивчення перехідних режимів механічних систем [8, 9, 10] є одним з основних завдань раціонального добору параметрів роботи складних конструкцій шахтних підймальних установок [2, 4, 11, 12]. Питання розробки наукових основ міцності гірничих машин і механізмів стосуються переважно вивчення динаміки шахтних підймальних канатів – найвідповідальнішого і найважливішого елемента підймальної установки. У деяких працях канат розглядається як нитка змінної довжини [3], досліджується також динаміка хвиль у канатах змінної довжини [6].

Дослідження 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 [11].

Постановка задачі. Метою статті є раціональний добір режимів гальмування шахтної підймальної установки на основі математичного моделювання перехідних процесів. Розрахунок гальмівних режимів роботи привідної системи необхідно проводити з урахуванням пружно-інерційних властивостей каната, довжина вітки якого змінюється залежно від координати руху барабана.

Математична модель неусталених режимів. Розрахункова схема шахтної підймальної установки, зображена 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 підймальні посудини масами m_1 і m_2 переміщуються у напрямках координат відповідно x_1 і x_2 . 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

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

Гальмівний момент M_c створюється дією гальмівних колодок на ободи привідного барабана. Напрямок моменту M_c є протилежним до напрямку обертання барабана φ_3 .

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; $c_{1i}, v_{1i}, c_{21}, v_{21}$ – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин

віток каната; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_{1i}, x_{21}$ – зведена координата руху ротора двигуна, та координати руху веденого вала редуктора, привідного барабана, точкових вантажів, що моделюють канат, і підіймальних посудин.

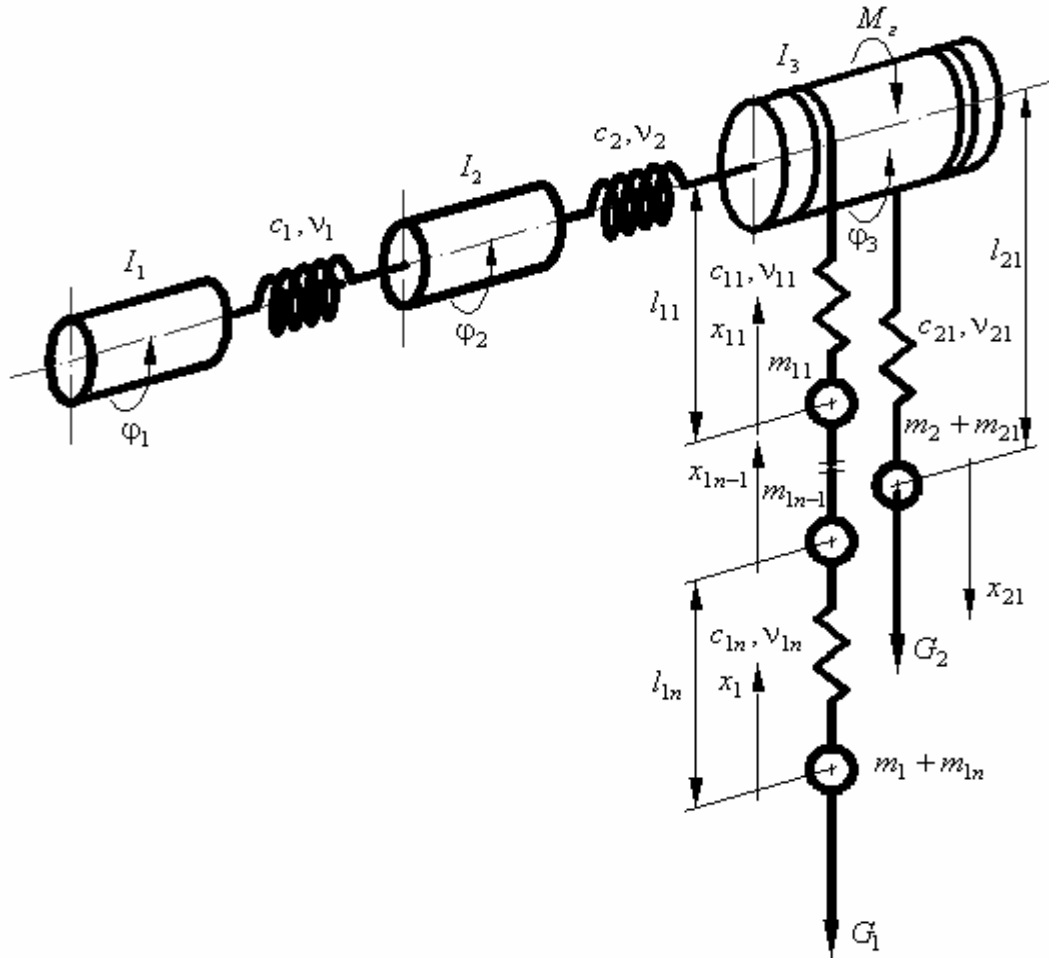


Рис. 1. Розрахункова схема шахтної підіймальної установки

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 енергія системи, q_j – узагальнена координата, t – час, Q_j – узагальнена сила.

Вирази для кінетичної і потенціальної енергії системи аналогічні наведеним у праці [10].

Швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного барабана, підіймальних посудин і точкових вантажів, визначимо з виразів

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

Приймаючи за узагальнені координати $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_{1i}, x_{21}$, узагальнені сили подаємо як

$$\begin{aligned} Q_1 &= -v_{11}(\omega_1 - \omega_2); \quad Q_2 = -v_{11}(\omega_2 - \omega_1) - v_{21}(\omega_2 - \omega_3); \\ Q_3 &= (-F_{v11} + F_{v21})r_3 - v_{21}(\omega_3 - \omega_2) - M_s; \quad Q_{11} = -m_{11} \cdot g + F_{v11} - F_{v12}; \\ Q_{21} &= m_{21} \cdot g - F_{v21}; \quad Q_{li} = -m_i \cdot g - F_{vli} - F_{v1,i+1}, \end{aligned} \quad (3)$$

де сили дисипації енергії

$$F_{vli} = v_{li} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_{li} - x_{1,(i-1)}}{l} \right) = \frac{v_{li}}{l} (v_{li} - v_{1,(i-1)});$$

$$F_{v_{11}} = v_{11} \frac{d}{dt} \left(\frac{r_3 \varphi_3 - x_{11}}{l - r_3 \varphi_3} \right) = v_{11} \left(\frac{r_3 \omega_3 (l - x_{11})}{(l - r_3 \varphi_3)^2} - \frac{v_{11}}{(l - r_3 \varphi_3)} \right);$$

$$F_{v_{21}} = v_{21} \frac{d}{dt} \left(\frac{x_2 - r_3 \varphi_3}{l_{02} + r_3 \varphi_3} \right) = v_{21} \left(\frac{-r_3 \omega_3 (l_{02} + x_2)}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3 \varphi_3)} \right). \quad (4)$$

Рівняння руху отримаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \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} - \\ &\quad - \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_e - \\ &\quad - 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} + 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}) - \right. \\ &\quad \left. - 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) + \right. \\ &\quad \left. + (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). \quad (5) \end{aligned}$$

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

Початкові умови інтегрування рівнянь (5) мають вигляд

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

Дослідження гальмівних режимів роботи у привідній системі шахтної підйомальної установки зводиться до інтегрування рівнянь (5) з урахуванням початкових умов (6).

Аналіз результатів досліджень. Розглянемо головну шахтну підйомальну установку, яка об'єднує 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 $E=150000$ МПа, довжини ділянок $l=100$ м, початкові довжини віток $l_{01}=500$ м, $l_{02}=20$ м. Підіймальна машина ЦР-5х3/0,6 моментом інерції $I_3=1700000$ кг·м², редуктор 2ЦО-22, передатне число якого $u=20$, момент інерції рухомих частин $I_2=25000$ кг·м². Електродвигун АКЗ-15-41-8Б., момент інерції ротора $I_1 = 55$ кг·м². Початкові частоти обертання ротора, валів редуктора та привідного барабана, приведені до вала барабана, дорівнюють відповідно $\omega_{10}=4$ рад/с, $\omega_{20}=4$ рад/с і $\omega_{30}=4$ рад/с. Початкові швидкості скіпів, а також зосереджених на межах ділянок точкових вантажів $m_i = p \cdot l$ становлять 10 м/с. Гальмівний момент визначається залежністю:

$$M_z = \begin{cases} M_z & \text{якщо } \omega_3 > 0 \\ 0 & \text{якщо } \omega_3 \leq 0 \end{cases}$$

Моменти в пружних ланках 1 і 2 визначаються відповідно до залежностей

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

Зусилля у вітках каната визначають за формулами

$$N_{1i} = - \frac{E \cdot A(x_{1i} - x_{1,(i-1)})}{l} - \frac{v_{1i}}{l}(v_{1i} - v_{1,(i-1)}).$$

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

$$N_{21} = \frac{E \cdot A(x_{21} - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + v_{21} \left(\frac{-r_3\omega_3(l_{02} + x_{21})}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} + \frac{v_{21}}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} \right). \quad (8)$$

Часові залежності кутової швидкості привідного барабана і максимальних сил пружності у ланках каната для випадку, коли $m_1=8500$ кг, а $m_2=8500$ кг, показані на рис. 2-4.

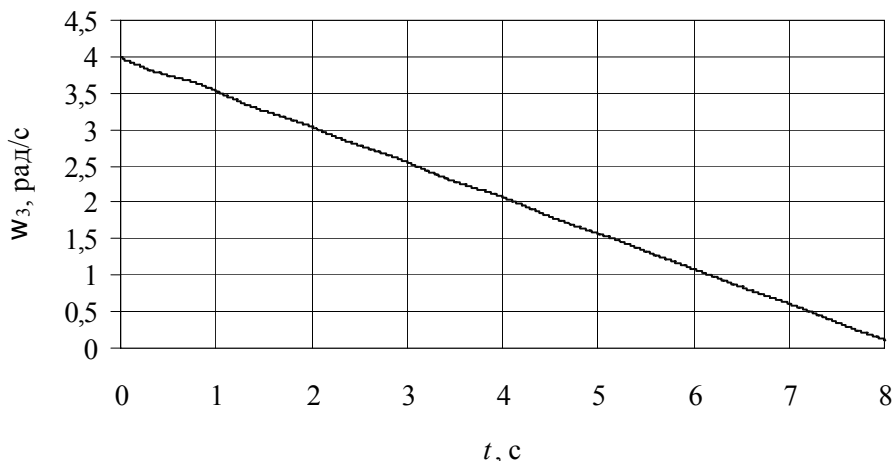


Рис. 2. Часова залежність кутової швидкості привідного барабана

Максимальні значення моментів і сил у пружних ланках M_{1max} , M_{2max} , N_{11max} , N_{21max} , час до зупинення t , середнє сповільнення a , а також коефіцієнт динамічності зусиль у коротшій вітці каната,

$$k_{дин.21} = \frac{N_{21max}}{(m_2 + pl_{02})g},$$

що відповідають різним значенням гальмівного моменту, наведені у таблиці.

Аналіз результатів дослідження показує, що зупинення привідного барабана і всієї системи відбувається через 8,2 с з моменту початку гальмування при гальмівному моменті $M_z=90000$ Нм. При цьому максимальні значення сил пружності, що виникають у ланках довшої вітки каната не перевищують статичних навантажень (максимальне значення сили $N_{11max}=120500$ Н виникає у верхньому перерізі) найбільші величини коефіцієнтів динамічності ($k_{дин.21} = 1,220$ виникають у ланках коротшої вітки каната, сили пружності набувають також максимальних значень ($N_{21min}=118400$ Н).

**Максимальні значення гальмівного моменту, моментів
і сил пружності ланок шахтної підйомальної установки, коефіцієнт динамічності
зусилля у коротшій вітці каната, час до зупинення та середнє сповільнення**

$M_2,$ Н·м	$M_{1max},$ Н·м	$M_{2 max},$ Н·м	$N_{11 max},$ Н	$N_{21 max},$ Н	$k_{дин.21}$	$t,$ с	$a,$ м/с ²
90000	24950	40120	120500	118400	1,392	8,2	1,220
120000	29370	46950	120500	122700	1,443	6,8	1,471
150000	33790	53770	120500	127100	1,495	6,05	1,653
180000	38210	60600	120500	131400	1,545	5,3	1,887
200000	41150	65160	120500	134300	1,579	5,0	2,000
220000	44100	69170	120500	137200	1,614	4,65	2,151
250000	48520	76550	120500	141600	1,665	4,25	2,353
300000	55880	87940	120500	148800	1,750	3,68	2,717
350000	63250	99330	120500	156100	1,836	3,26	3,067
400000	70620	110700	120500	163300	1,921	3,0	3,333
450000	77980	122100	120500	170600	2,006	2,65	3,774
500000	85350	133500	120500	177800	2,092	2,38	4,202

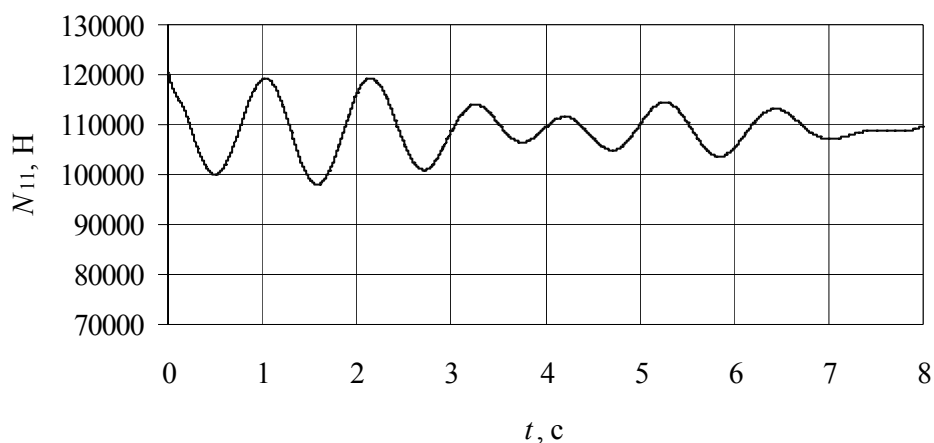


Рис. 3. Часова залежність сил пружності N_{11}

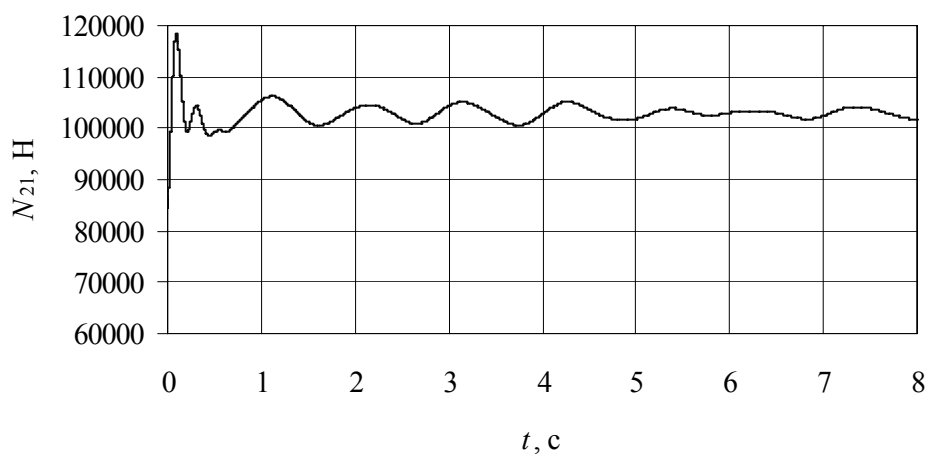


Рис. 4. Часова залежність сил пружності N_{21}

Висновки. Зі зростанням гальмівного моменту зупинення підйомальної установки відбувається за менший період часу. Продуктивність підйомальної установки при цьому зростає. Однак у тому випадку максимальне значення сили пружності, що виникає в коротшій вітці каната 2, дорівнює $N_{2\max}=177800$ Н при гальмівному моменті $M_z=500000$ Н·м, коефіцієнт динамічності становить $k_{\text{дин.21}}=2,092$. Коефіцієнт запасу міцності, що визначається із співвідношення

$$z = \frac{Q_p}{N_{2\max}} = \frac{1440000}{177800} = 8,1 > [z] = 7,5, \quad (9)$$

де $Q_p = 1440000$ Н – сумарне розривне зусилля всіх дротиків каната, $[z] = 7,5$ – коефіцієнт запасу міцності для скіпових підйомальних установок.

Для випадку, розглянутого вище, коли скіп 2 не завантажений, умова (9) виконується, тому такий режим можна вважати раціональним. Однак для завантаженої підйомальної посудини 2 ($m_2=16960$ кг) $N_{21\max}=258700$ Н (такі випадки трапляються часто в кліткових підйомальних установках) $z = 5,57 < [z]$. Умова міцності не виконується. Крім цього надто велике значення сповільнення спричиняє значні навантаження на елементи конструкцій, а також на людей під час їх спуску чи підймання.

Раціональним режимом гальмування для шахтної підйомальної установки із звантаженою підйомальною посудиною, що опускається, буде режим, при якому гальмівний момент дорівнює $M_z=200000$ Н·м. У такому разі максимальне значення сили пружності, що виникає в коротшій вітці каната 2, дорівнює $N_{2\max}=190800$ Н. Коефіцієнт динамічності становить $k_{\text{дин.21}}=1,136$. Коефіцієнт запасу міцності $z = 7,51$

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. 2. Братченко Б.Ф. Стационарные установки шахт. – М.: Недра, 1977. – 438 с. 3. Горошко О.А., Савин Т.Н. Динамика нити переменной длины. – К.: Академия наук СССР, 1962. – 332 с. 4. Давыдов Б.Л. Динамика горных машин. – М.: Гортехиздат, 1961. – 235 с. 5. Писаренко Г.С. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К.: Наук. 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., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 8. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Свит, 1991. – 176 с. 9. Харченко Е.В. Расчет нестационарных процессов электромеханических приводных систем // Изв. вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – № 8. – С. 62–67. 10. Харченко Е.В., Семчук Л.В. Дослідження неусталених режимів роботи у привідній системі шахтної підйомальної установки з урахуванням маси каната // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні і приладобудуванні: Міжвідом. наук.–техн. зб. – 2006. – № 40. – С. 261–270. 11. Хаджиков Р.Н. Горная механика. – М.: Недра, 1982. – 407 с. 12. Szklarski L., Zarudzki J. Elektryczne maszyny wyciagowe. – Warszawa–Krakow: Wydawnictwo naukowe. PWN, 1998. – 620 s.