

УДК 622.24.056

І.В. Кузьо*, М.П. Мартинців, Л.Ф. Дзюба, В.В. Баріляк

*Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теоретичної механіки,
УкрДЛТУ, кафедра прикладної механіки

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК ІЗ ЗАМКНУТИМ КАНАТОМ

© Кузьо І.В., Мартинців М.П., Дзюба Л.Ф., Баріляк В.В., 2002

Розроблено математичну модель роботи транспортної установки із замкнутим канатом, розглянуто найбільш небезпечний режим гальмування, виконано аналіз отриманих теоретичних залежностей і зроблено відповідні рекомендації для проектування і експлуатації таких систем.

The mathematical model of work transport plants with closed cable, considered the transitional regimes of work by taking account an oscillatory phenomena and got temporal dependence of efforts changes, shifts and speed attached to transitional regimes of work.

Транспортні установки із замкнутим тяговим канатом використовуються в різних галузях промисловості. Такі установки, порівняно з іншими, мають мінімальну металоемність, спрощену конструкцію підймальних засобів та приводів, прості в монтажі і експлуатації. За такими схемами працюють крісельні і бугельні транспортні канатні установки, лісотransпортні системи з тягово-несучим канатом, транспортери та конвеєри з канатною тягою.

В таких реальних системах використовуються канати значної довжини. Мала жорсткість віток канатів зумовлює низькі основні власні частоти механічної системи [1]. Оскільки час пуску приводного механізму є значно меншим, порівняно з періодом вільних коливань системи транспортування, можна припустити, що розгін робочого барабана відбувається миттєво. Після цього вступає в рух транспортний вантаж, тому небезпечним режимом роботи можна вважати період гальмування. При цьому виникають значні динамічні навантаження. Динамічні явища, які виникають під час гальмування, суттєво впливають на зміну зусиль в канатах, передачах і елементах приводу установки. Коливання механічної системи значно погіршує плавність роботи механізмів і за певних умов може привести до виникнення явища резонансу. Для зменшення шкідливого впливу механічних коливань на роботу установки необхідно правильно вибрати її основні параметри.

Розрахункова схема установки для такого режиму показана на рис. 1.

Математичну модель коливальних явищ, що виникають в транспортній системі під час гальмування, з врахуванням зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв, побудовано, прийнявши такі припущення: привод установки приймається еквівалентним дво-масовій системі з пружним елементом; зведений коефіцієнт жорсткості C є постійним; рухомі частини установки розглядаються як жорсткі тіла; загальний момент інерції обертових мас двигуна, гальмівного шківів, муфт тощо та зведений момент інерції рухомих мас приводу зводимо до вала двигуна, гальмівний момент двигуна та момент опору рухові на робочих органах є функцією лінійного опору деформування каната, поступальні переміщення перерізів каната визначаються функціями, які залежать від часу і позовжніх координат $x(t)$ з початком у крайньому лівому перерізі.

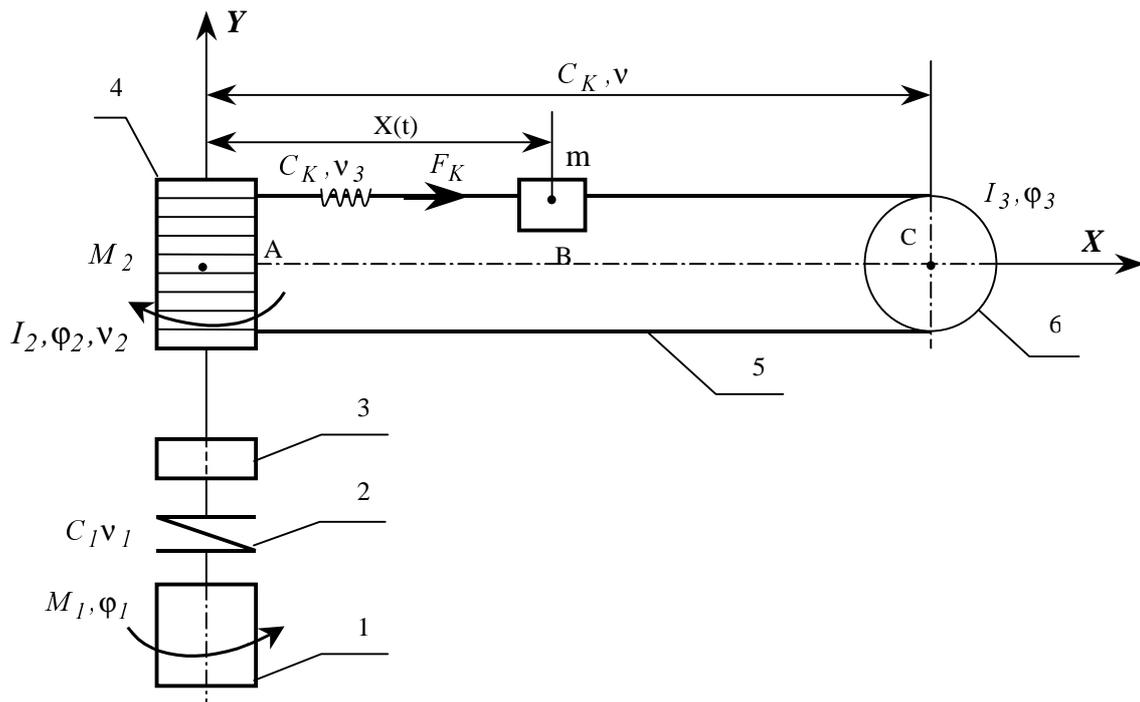


Рис. 1. Розрахункова схема транспортної установки із замкнутим канатом:
 1 – двигун; 2 – муфта з'єднання; 3 – передача; 4 – приводний барабан; 5 – замкнутий канат;
 6 – направляючий блок

Рівняння руху елементів установки, отримані за схемою рівнянь Лагранжа другого роду, будуть мати такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) - v_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = M_1; \\ I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) - r_{\delta 1} \cdot C_K \cdot \delta \left(1 - \frac{\delta}{2l_K} \right) - v_2 \frac{d\varphi_2}{dt} = -M_2; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} + m \frac{d\delta}{dt} - 2C_K \cdot \delta - v_3 \cdot \xi - v_3 \frac{d\delta}{dt} - I_3 \cdot \frac{d^2 v_3}{dt^2} + \\ + \frac{E_K \cdot A_K \cdot r_{\delta} \cdot (\varphi_2 \cdot r_{\delta} - x)^2}{2(l_K - \varphi_2 \cdot r_{\delta})^2} - F_K(0, t) = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

де I_1 – загальний момент інерції обертових мас двигуна, гальмівного шківа, муфти, передачі тощо; I_2 – зведений момент інерції барабана; I_3 – момент інерції направляючого блока; M_1 – момент двигуна; M_2 – момент опору на барабані приводу; C – зведена крутальна жорсткість лінії передач; C_K – зведена жорсткість каната; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути закручування відповідних обертових мас; v_1, v_2, v_3 – коефіцієнти що характеризують розсіювання енергії у відповідних ланках; m – маса, що транспортується установкою; r_{δ} – радіус намотування каната на барабан; l_K – довжина вітки каната; δ, ξ – абсолютна деформація і швидкість відносної деформації каната; F_K – натяг каната; E_K – модуль пружності каната; A_K – площа металевого перерізу каната.

Момент інерції барабана і довжину каната вважаємо лінійними функціями кута повороту барабана:

$$I_2 = I_{20} + A_k \cdot \rho \cdot r_0^2 \cdot \varphi_2, \quad (2)$$

де I_{20} – початковий момент інерції барабана; ρ – усереднена густина матеріалу каната.

Беручи до уваги залежність (2), запишемо:

$$\frac{dI_2}{d\varphi_2} = A_k \cdot \rho \cdot r_0^2.$$

Довжину каната можна визначити із залежності:

$$l_k = l_0 + r_0 \cdot \varphi_2, \quad (3)$$

де l_0 – початкова довжина каната.

Жорсткість каната дорівнює:

$$C_k = \frac{E_k \cdot A_k}{l_k} = \frac{E_k \cdot A_k}{l_0 + \varphi_2 \cdot r_0}. \quad (4)$$

Абсолютну деформацію і швидкість відносної деформації каната будемо визначати із залежності:

$$\delta = -r_0 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt}; \quad \xi = (\eta \cdot l_k - r_0 \cdot \delta \cdot \frac{d\varphi_2}{dt}) / l_k^2, \quad (5)$$

де η – швидкість абсолютної деформації,

$$\eta = -r_0 \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\delta}{dt}. \quad (6)$$

Натяг каната F_k можна визначити, розглянувши характер його провисання [2].

Провисання віток каната можна подати у вигляді ланцюгових ліній таким рівнянням:

$$y_k = C_{1i} \cdot \operatorname{ch} \frac{x_k - C_{2i}}{C_{1i}} - C_{3i}, \quad (7)$$

де i – номери віток каната; X_A, Y_A – координати граничних точок провисання ланцюгової лінії; C_{1i}, C_{2i}, C_{3i} – коефіцієнти, які можуть бути визначені за відомою методикою [2].

Складаючи систему рівнянь на основі виразу (7) і підставляючи в неї значення C_{1i}, C_{2i}, C_{3i} після відповідних математичних перетворень, отримаємо рівняння:

$$F_k \cdot \operatorname{sh} \left[\frac{(x_A - x_B) \cdot q_k}{2F_k} + \operatorname{arsh} \left(\frac{(y_A - y_B) \cdot q_k}{2F_k \cdot \operatorname{sh}(x_A - x_B) \cdot q_k} \right) \right] = m \cdot q_k + \\ + (F_k - F_0) \cdot \operatorname{sh} \left[\frac{(x_A - x_C) \cdot q_k}{2(F_k - F_0)} + \operatorname{arsh} \left(\frac{(y_C - y_B) \cdot q_k}{2(F_k - F_0) \cdot \operatorname{sh} \frac{(x_A - x_B) \cdot q_k}{2(F_k - F_0)}} \right) \right], \quad (8)$$

де F_0 – монтажний натяг канату [2]; $X_{A, B, C}, Y_{A, B, C}$ – координати граничних точок; q_k – вага погонного метра каната.

При нульових початкових умовах $t=0$; $\frac{dM}{dt} = 0$; $M = 0$, узагальнені швидкості будуть дорівнювати

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \quad \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}; \quad V = \frac{dx}{dt}.$$

Враховуючи, що під час намотування, на підході до барабана ділянка каната здійснює поперечні коливання диференціальне рівняння руху можна подати у такому вигляді [3]:

$$F_k \frac{d^2 y}{dx^2} + B \frac{d^4 y}{dx^4} + q_k \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (9)$$

де B – згинальна жорсткість каната.

Згинальну жорсткість B можна визначити із залежності, [2]:

$$B = \frac{1}{16} k_E^2 \cdot T_p \cdot d_k^2, \quad (10)$$

де k_E – коефіцієнт жорсткості каната, [2], T_p – розривне зусилля в канаті; d_k – діаметр каната.

Розв'язок рівняння (9) можна знайти у вигляді розкладання в ряд Фур'є за фундаментальними функціями. В початковий момент руху приймаємо $y(0, t) = 0$, тоді:

$$\frac{d^2 y(0, t)}{dx^2} = \frac{1}{r_6}; \quad \frac{d^2 y(h, t)}{dx^2} = 0; \quad \frac{dy(x, 0)}{dt} = V_0.$$

При гальмуванні швидкість обертання робочого вала двигуна змінюється у вузьких межах, тоді для дослідження такого режиму можна застосувати лінеаризовані характеристики двигунів, що суттєво спрощує задачу дослідження. В такому випадку момент асинхронного двигуна в околі номінальної швидкості обертання ротора визначається з диференціального рівняння [4]:

$$\frac{dM_1}{dt} + \frac{1}{d\tau} \cdot M_1 + \frac{1}{\eta \cdot \omega_0 \cdot d\tau} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{1}{\eta \cdot d\tau}, \quad (11)$$

де $d\tau$ – складова часу, що враховує перехідний процес в двигуні; η – коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 – кутова швидкість ідеального неробочого ходу.

В результаті розв'язання системи рівнянь (1) та рівнянь (8) і (9) за певних початкових і граничних умов можна отримати характер змін зусиль і деформацій в елементах системи приводу. Задача розв'язана числовими методами на ЕОМ типу IBM з використанням пакета програм "MATHEMATICA FOR WINDOWS 2.2". В результаті аналізу отриманих результатів побудовано графіки, рис. 2; 3. Графіки побудовано для випадку: $V_0 = 5 \frac{M}{C}$;

канат ГОСТ 2688, $d_k = 18,0$ мм; $\frac{D}{d} = 15$; $l_0 = 30$; $m = 3200$ кг;

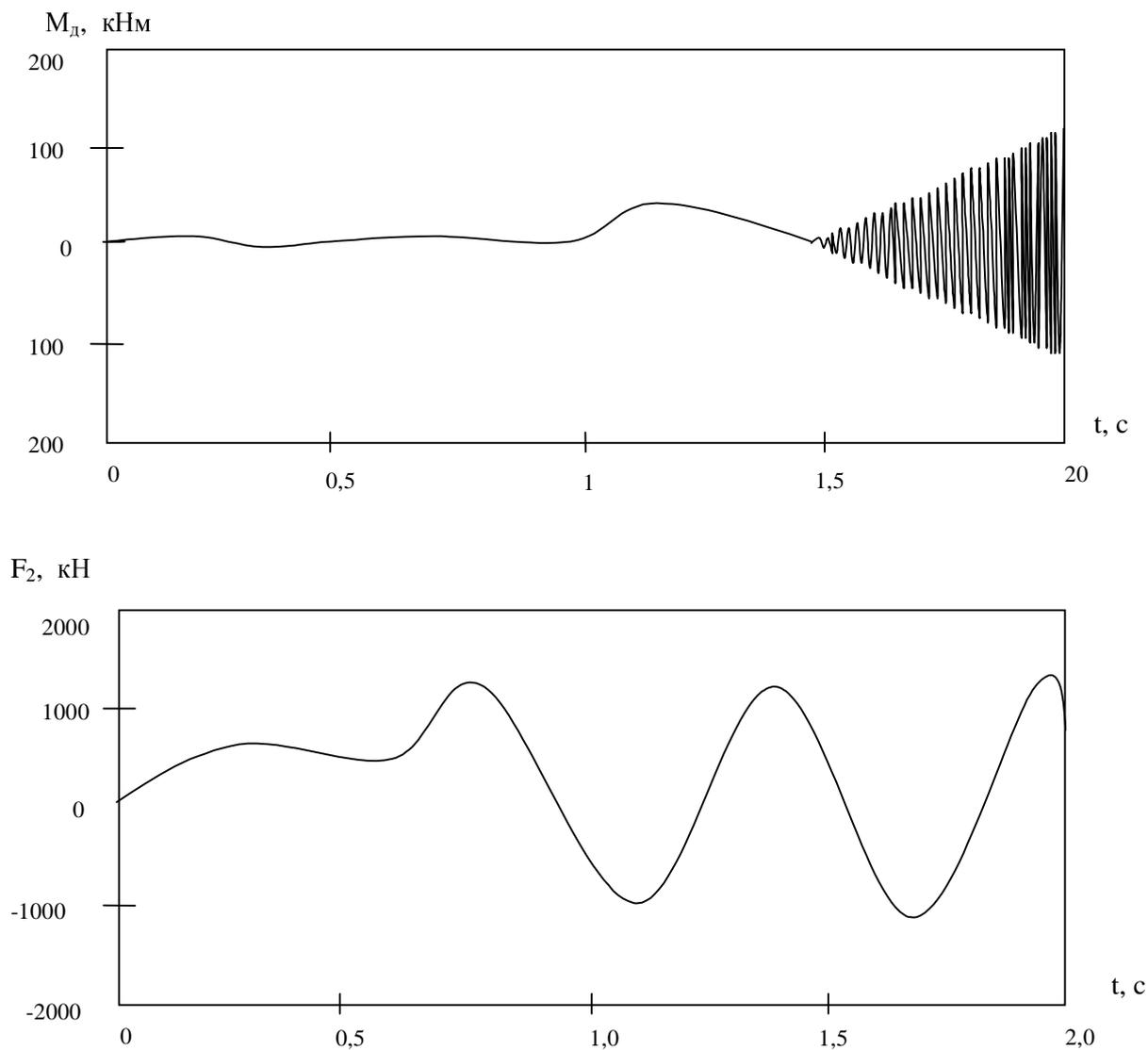
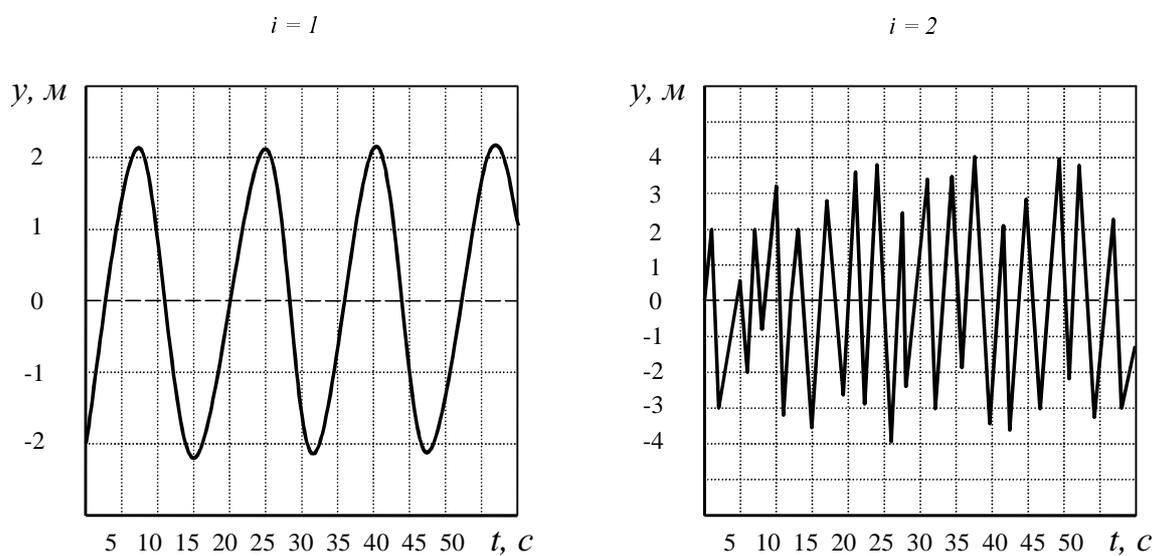


Рис. 2. Часові залежності моменту двигуна і зусилля в канаті при $m=30$ кН



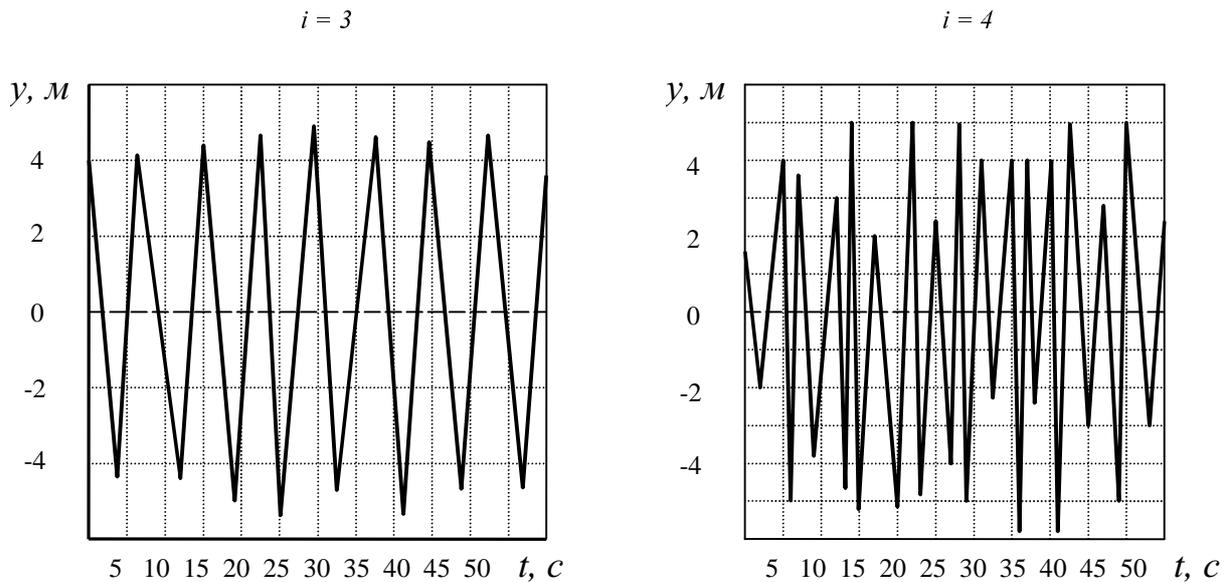


Рис. 3. Часові залежності переміщень несучого каната $Q=32\text{кН}$; $l=30\text{м}$

Із графіків видно, що при гальмуванні момент на валі двигуна вдвічі перевищує статичний момент, при цьому спостерігаються зміни зусилля в канаті. Максимальні зусилля перевищують статичні в 1,5 раза. Цей факт необхідно врахувати при розрахунку основних елементів установки на міцність. Частоти коливань елементів приводів є низькими, тому не існує небезпеки виникнення резонансу в таких системах.

1. Мартинців М.П., Удовицький О. М. Дослідження динаміки несучих і тягових канатних систем та обґрунтування їх параметрів // *Стальные канаты. Сб. науч. тр.* – 2001. Вып.2.– С. 70 – 81. 2. Мартинців М.П. *Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок.* – К.: Ясмина, 1996. – 175с. 3. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер І. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 4. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. *Динамические расчёты приводов машин.* – Л.: Машиностроение, 1971. – 353 с.