

ЩОДО ВЕРТИКАЛЬНОЇ СТІЙКОСТІ РУХУ БЕЗКАНАТНОГО ФРИКЦІЙНОГО ЛІФТУ

*Молчанов А.О., Казанчан А.К.,
Херсонський державний морський інститут*

У статті розглядаються умови, за яких можливий стійкий рух по вертикалі механізму безканатного фрикційного ліфта.

Ключові слова: безканатний фрикційний ліфт, тяговий орган, рух по вертикалі, стійкість.

Вступ. Без комплексів підйому неможлива робота багатьох сучасних підприємств, особливо гірничодобувних, на яких підйомні установки застосовуються для спуску і підйому людей, допоміжних матеріалів і устаткування, корисних копалин і порожньої породи. Ними обладнуються для будівництва і експлуатації вертикальні і похилі стовбури шахт і копалень.

Сучасні морські і річкові порти, причали яких призначені для прийому і обробки суден – контейнеровозів і суховантажів, плавучих контейнерів (ліхтерів), обладнуються спеціальними кранами, так званими причальними перевантажувачами. Такі підйомно-транспортні механізми переміщуються рейковими шляхами кранів, прокладених уздовж лінії причалу (часто впритул до кромки набережної), і забезпечують високу продуктивність навантажувально-розвантажувальних робіт на ділянці берег – судно.

Проте останнім часом із збільшенням глибини розробки шахт все більш виразно почали виявлятися істотні недоліки існуючих підйомних комплексів. До них, у першу чергу, слід віднести великі витрати енергії і високу вартість, різке погіршення показників при збільшенні глибини розробки.

На досягнутих до теперішнього часу глибинах розробки (1000-1500 і більше метрів) починає вичерпуватися так звана міцна довжина канатів L_0 , яка вказує граничну глибину, на якій канат розривається під власною вагою. Так, для вантажолюдських підйомів міцна (гранична) довжина каната дорівнює:

$$L_0 = \frac{\sigma_z}{m \cdot \gamma_0} = \frac{160 \cdot 10^3}{9 \cdot 78} = 2280 \text{ м},$$

де σ_z – тимчасовий опір розриву металу дротів канату,

$$\sigma_z = 160 - 180 \text{ МПа};$$

m – запас міцності канату, $m = 9$;

γ_0 – фіктивна щільність канату, $\gamma_0 = 78 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-3}$.

Таким чином, уже на глибинах більше 1000-1200 м половина міцності канату витрачається на підйом його власної ваги. А якщо врахувати вагу причіпного і транспортного пристрою, то ефективність канатного підйому виявляється на цих глибинах ще менше (близько 0,4-0,5).

Тільки 42% потужностей багатоканатної підйомної установки використовується безпосередньо на підйом корисного вантажу. У таких же межах 0,4-0,45 знаходиться технічний коефіцієнт корисної дії (ККД) і інших підйомних установок, знижуючись із збільшенням глибини підйому.

Очевидно, що властиві сучасному канатному підйому технічні суперечності є серйозною перешкодою для розвитку підземних гірничих підприємств. Вирішення цієї технічної суперечності слід шукати на шляху відмови від головного атрибуту шахтного підйому, який до цих пір здавався непорушним, – *каната*.

Як було наведено в роботі [1], у підйомно-транспортній техніці разом із вдосконаленням традиційних засобів канатного підйому почав розвиватися новий, механічного типу напрям, що кардинально змінює принцип підйому вантажів шляхом відмови від канатного підйому й розробки і створення засобів і *систем безканатного підйому*.

Технічна сутність цього питання спрямована на підйомно-транспортне устаткування (автономні тягачі), що здатні пересуватися трасами будь-якого профілю, як горизонтальними, так і вертикальними, і навіть повернутими на 180° міжповерховими горизонтальними, та структури, що спряжені між собою на межі горизонтальних та вертикальних трас за допомогою перехідних кривих і без кінематичного замикання стику, у тому числі на трасах, що розташовані за поверховою системою.

Актуальність дослідження. Безканатний механічний підйомник є самохідним вантажоносієм, що переміщується вертикальною або складною просторовою трасою за допомогою автономного механізму пересування, який може бути обладнаний одним з трьох типів рушіїв – гвинтовим, зубчасторесечним або колісно-рейковим (фрикційним). На наш погляд, колісно-рейкові рушії найбільш перспективні, оскільки володіють такими істотними перевагами, як високий ККД, низька енергоємність, компактність і простота конструкції.

Постановка задачі. Прийнята в безканатному фрикційному ліфті система автономного електроприводу тягових коліс дає підставу припускати, що внаслідок можливих відхилень механічних характеристик електродвигунів, а також різної швидкості прослизання приводних коліс при русі тягового органу можливий його перекид. Первинний перекид може при подальшому русі або збільшуватися, або зменшуватися, тобто рух даної системи може бути стійким або нестійким. Визначимо умови, за яких рух по вертикалі системи фрикційного ліфту буде стійким.

Викладення основного матеріалу. Для розв'язання завдання стійкості запишемо рівняння руху механічної системи у вигляді рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i. \quad (1)$$

Потенційна енергія системи складатиметься з потенційної енергії в полі тяжіння Землі

$$\Pi_3 = M_1 \cdot g \cdot x_1 + M_2 \cdot g \cdot x_2 \quad (2)$$

і потенційній енергії пружної деформації провідників з урахуванням переміщення тягового органу (рисунок 1).

$$\Pi_{\text{упр}} = \frac{c_1(\lambda \cdot x_0 - y_0)^2}{2} + \frac{c_2(\lambda \cdot x_0 + y_0)^2}{2}, \quad (3)$$

де M_1 і M_2 – відповідно маси вантажу, що транспортується, і тягового органу;
 x_1 і x_2 – координати центру тяжіння вантажу і тягового органу;
 c_1 і c_2 – жорсткості направляючих;
 y_0 – поперечне переміщення центру тяжіння тягового органу;
 x_0 – поздовжнє переміщення центру тяжіння вантажу.

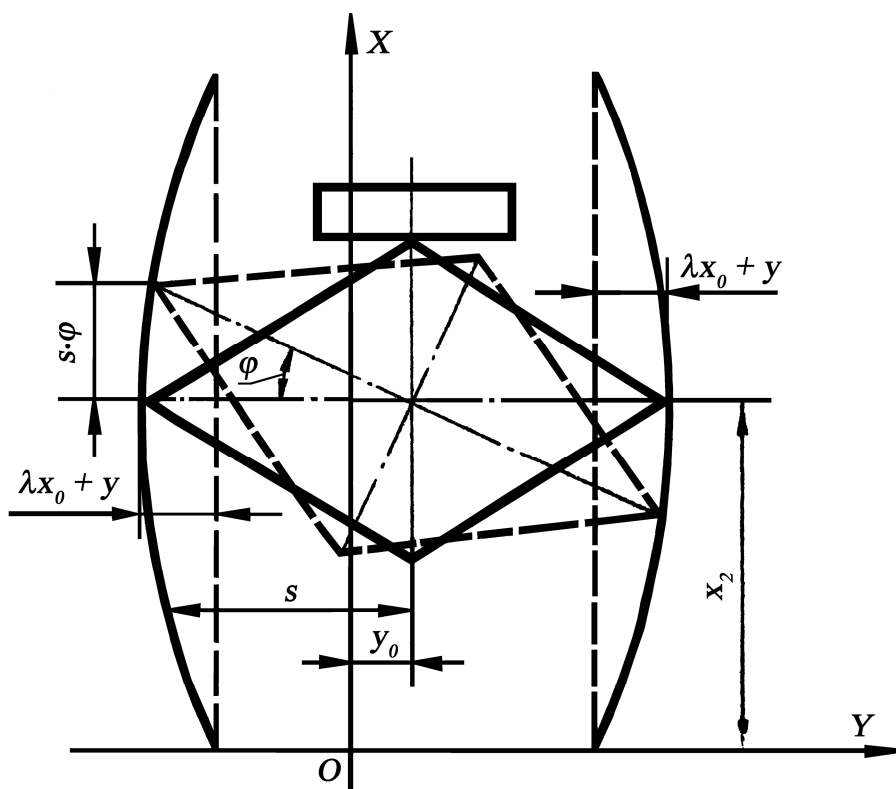


Рисунок 1 – Схема взаємодії тягового органу безканатного фрикційного ліфту з напрямними при їх перекосі

Приймаємо $\lambda = \frac{\Delta_1}{x_0}$,

де Δ_1 – переміщення тягових коліс при пружній деформації направляючих. Складаючи рівняння (2) і (3), отримаємо:

$$П = M_1 \cdot g \cdot x_1 + M_2 \cdot g \cdot x_2 + \frac{c_1(\lambda \cdot x_0 - y_0)^2}{2} + \frac{c_2(\lambda \cdot x_0 + y_0)^2}{2}. \quad (4)$$

Жорсткість направляючих c_1 и c_2 визначається з виразів:

$$c_1 = \frac{3E \cdot I \cdot l^3}{(x_2 + s \cdot \varphi)^3 [l - (x_2 + s \cdot \varphi)]^3}, \quad (5)$$

$$c_2 = \frac{3E \cdot I \cdot l^3}{(x_2 - s \cdot \varphi)^3 [l - (x_2 - s \cdot \varphi)]^3},$$

де φ – кут повороту тягового органу в площині xOy ,
 s – відстань від центру колеса до центру паралелограма,
 l – довжина направляючої.

Кінетична енергія системи має наступний вигляд:

$$T = \frac{(M_1 + \Delta M_1) \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{(M_2 + \Delta M_2) \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{I_\varphi \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{I_{\partial\phi} \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_{\partial\phi} \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + (M_1 + M_2) \cdot \frac{\dot{y}^2}{2}, \quad (6)$$

де φ_1 и φ_2 – кути повороту роторів двигунів;
 I_φ – момент інерції установки щодо центру ваги системи;
 $I_{\partial\phi}$ – момент інерції ротора електродвигуна;
 ΔM – приріст мас за рахунок інерційних сил, які виникають при перенесенні системи.

Узагальнені сили, які діють на систему, такі:

– сила, яка діє на візок у напрямі осі Oy :

$$Q_1 = 0 \quad (7)$$

– сила, яка діє на тяговий орган у напрямі осі Ox :

$$Q_2 = \frac{M_{\partial e1}}{R} + \frac{M_{\partial e2}}{R}; \quad (8)$$

– момент, який повертає тяговий орган за годинниковою стрілкою в площині xOy:

$$Q_3 = \frac{M_{\partial e1}}{R} \cdot s - \frac{M_{\partial e2}}{R} \cdot s, \quad (9)$$

де R – радіус тягових коліс;
 $M_{\partial e}$ – моменти двигунів:

$$Q_4 = \dot{I}_{aa1}; \quad (10)$$

$$Q_5 = M_{\partial e2}. \quad (11)$$

Момент двигуна є лінійною функцією швидкості

$$\dot{I}_{aa1} = a - k \cdot \omega_1; \quad M_{aa2} = a - k \cdot \omega_2 \quad (12)$$

і, якщо немає прослизання коліс по направляючій, то очевидно:

$$\omega_1 = \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}, \quad \omega_2 = \dot{\phi}_2 + \dot{\phi}. \quad (13)$$

Обчислюючи похідні при $A - (x_1 - x_2) > 0$; $A - (x_1 - x_2) < 0$, де A – відстань від центру ваги тягового органу до осі приводних коліс, і підставляючи обчислені значення похідних до рівняння (1) з урахуванням співвідношень (7) – (13), отримаємо:

рух маси M_1 по вертикалі

$$(M_1 + \Delta M_1) \cdot \ddot{x}_1 + M_1 \cdot g - \lambda \cdot c_1 (\lambda \cdot x_0 - y_0) - \lambda \cdot c_2 (\lambda \cdot x_0 + y_0) = 0; \quad (14.1)$$

рух маси M_2 по вертикалі

$$\begin{aligned} & (M_2 + \Delta M_2) \cdot \ddot{x}_2 + M_2 \cdot g - \lambda \cdot c_1 (\lambda \cdot x_0 - y_0) + \lambda \cdot c_2 (\lambda \cdot x_0 + y_0) = \\ & = \frac{1}{R} [a - k(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}) + a - k(\dot{\phi}_2 + \dot{\phi})]; \end{aligned} \quad (14.2)$$

перекіс тягового органу

$$I_\varphi \cdot \ddot{\phi} = \frac{S}{R} [a - k(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - a + k(\dot{\phi}_2 + \dot{\phi})]; \quad (14.3)$$

обертання роторів електродвигунів

$$I_{\partial e1} \cdot \ddot{\phi}_1 = a - k(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}); \quad I_{\partial e2} \cdot \ddot{\phi}_2 = a - k(\dot{\phi}_2 + \dot{\phi}); \quad (14.4)$$

рух маси M_1 і M_2 по горизонталі

$$(M_1 + M_2) \cdot \ddot{y} - c_1(\lambda \cdot x_0 - y) + c_2(\lambda \cdot x_0 + y) = 0. \quad (14.5)$$

Як видно, рівняння (14.3) і (14.4) утворюють замкнену систему, що не зв'язана з рештою рівнянь системи (14). Інтегруючи дану систему один раз, шукатимемо рішення у формі однорідних рівнянь:

$$\begin{aligned} I_\varphi \cdot \dot{\varphi} + [k(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - 2k \cdot \varphi] \cdot \frac{s}{R} &= 0; \\ I_{\delta\delta 1} \cdot \dot{\varphi}_1 + k(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}) &= 0; \\ I_{\delta\delta 2} \cdot \dot{\varphi}_2 + k(\dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}) &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

При цьому, нехай $\varphi = Al^{\lambda t}$; $\varphi_1 = Bl^{\lambda t}$; $\varphi_2 = Cl^{\lambda t}$, тоді при підстановці до рівняння (15) отримаємо:

$$\begin{aligned} A \left[I_\varphi \lambda - \frac{2ks}{R} \right] + B \left[\frac{ks}{R} \right] + C \left[-\frac{ks}{R} \right] &= 0, \\ A[-k] + B[I_{\delta\delta} \lambda + k] + C[0] &= 0, \\ A[k] + B[0] + C[I_{\delta\delta} \lambda + k] &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Нетривіальне розв'язання системи (16) буде при визначнику, що дорівнює нулю:

$$\begin{vmatrix} I_\varphi \lambda - \frac{2ks}{R} & \frac{ks}{R} & -\frac{ks}{R} \\ -k & I_{\delta\delta} \lambda + k & 0 \\ k & 0 & I_{\delta\delta} \lambda + k \end{vmatrix} = 0. \quad (17)$$

Розкриваючи визначник, отримаємо:

$$\left(I_\varphi \lambda - \frac{2ks}{R} \right) (I_{\delta\delta} \lambda + k)^2 + \frac{2k^2 s}{R} (I_{\delta\delta} \lambda + k) = 0. \quad (18)$$

Розв'язуючи рівняння (18) відносно λ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -\frac{k}{I_{\delta\delta}} < 0; \quad \lambda_2 = 0; \\ \lambda_3 &= -\frac{1}{I_\varphi \cdot I_{\delta\delta}} \left(k \cdot I_\varphi - \frac{2ks}{R} \cdot I_{\delta\delta} \right). \end{aligned} \quad (19)$$

Третій корінь λ_3 буде негативним у тому випадку, якщо

$$I_\varphi > \frac{2s}{R} \cdot I_{\delta\delta}, \quad (20)$$

що є умовою неприпустимості перекосу системи.

Насправді, якщо $\lambda_1 < 0$ і $\lambda_3 < 0$, то рішення для φ , φ_1 і φ_2 приймуть вигляд:

$$\varphi = A_1 l^{-\lambda_1 t} + A_2 l^{-\lambda_3 t}; \varphi_1 = B_1 l^{-\lambda_1 t} + B_2 l^{-\lambda_3 t}; \varphi_2 = C_1 l^{-\lambda_1 t} + C_2 l^{-\lambda_3 t}, \quad (21)$$

тобто з часом при будь-якому початковому обуренні кут φ прагне до нуля при $t \rightarrow \infty$. І, навпаки, якщо умова (20) не виконується, тобто $\lambda_3 > 0$, рішення для φ має вигляд:

$$\varphi = A_1 l^{-\lambda_1 t} + A_2 l^{-\lambda_3 t};$$

звідки видно, що при $t \rightarrow \infty$ і $\varphi \rightarrow \infty$.

Слід також звернути увагу на ту обставину, що $\lambda_2 = 0$. Це свідчить про те, що система знаходиться в стані нестійкої рівноваги і будь-яке зовнішнє обурення (початковий перекид, відмінність у діаметрах коліс і силах зчеплення) можуть призвести до перекосу в процесі руху.

Дійсно, при $\lambda_2 = 0$ розв'язання системи (17) слід шукати у формі

$$\varphi = A t l^{\lambda_2 t}; \quad \varphi_1 = B t l^{\lambda_2 t}; \quad \varphi_3 = C t l^{\lambda_2 t}, \quad (22)$$

тобто з часом кут перекосу φ зростає, якщо $A \neq 0$.

Висновок. Таким чином, дослідження системи (14) свідчить про те, що стійкий рух по вертикалі механізму фрикційного ліфту можливо досягти тільки за наявності упорів, що рознесені по вертикалі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Молчанов А.О., Казанчан А.К., Кузнецов Ю.М. Вибір раціональної структури механізму пересування безканатного ліфту // Науковий вісник ХДМІ. – 2009. – № 1(1). – С. 199-203.

Молчанов А.А., Казанчан А.К. ОТНОСИТЕЛЬНО ВЕРТИКАЛЬНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ БЕСКАНАТНОГО ФРИКЦИОННОГО ЛИФТА

В статье рассматриваются условия, при которых возможно устойчивое движение по вертикали механизма бесканатного фрикционного лифта.

Ключевые слова: бесканатный фрикционный лифт, тяговый орган, движение по вертикали, стойкость.

Molchanov A.A., Kazanchan A.K. ON VERTICAL STABILITY OF FRICTION LIFT MOVEMENT

The article dwells on the condition under which stable vertical movement of friction lift is possible.

Key words: friction lift, hauling organ, vertical movement, stability.