

УДК 622.673+539.4

© Д.Л. Колосов, О.І. Білоус

ВПЛИВ ВІДХИЛЕНЬ НАПРЯМНИХ ПОСУДИНИ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПЛОСКОГО ГОЛОВНОГО КАНАТА ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ

© D. Kolosov, O. Bilous

THE IMPACT OF VARIATIONS OF THE VESSEL GUIDES ON STRESS-STRAIN STATE OF THE FLAT HEAD ROPE OF HOISTING ENGINE

Встановлені аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі відхилення посудини від вертикальної осі підйому. Отримані результати мають бути враховані при проектуванні та експлуатації шахтних підйомних машин з плоскими головними канатами.

Установлены аналитические зависимости для определения напряженно-деформированного состояния головного резинотросового каната подъемной машины при отклонении сосуда от вертикальной оси подъема. Полученные результаты должны быть учтены при проектировании и эксплуатации шахтных подъемных машин с плоскими головными канатами.

Вступ. Основний обсяг видобутку руд чорних і кольорових металів здійснюється за рахунок розробки родовищ, що залягають на великих глибинах. При цьому основні стволи вугільних і рудних шахт України експлуатуються вже понад 40-50 років й у більшості з них через складні гірничо-геологічні і технічні умови відбулося порушення вертикальності осей просторового характеру.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Армування стволів шахт, особливо після катастроф, може мати відхилення від проектного. Визначення впливу такого відхилення на напружено-деформований стан головного каната підйомної машини – *актуальна науково-технічна задача*. Відомі дослідження напружено-деформованого стану гумотросових канатів [1-9] не стосуються питань згину тросів каната в його площині.

Основний зміст роботи. Переміщення прокладок в композитній багатошаровій конструкції досліджено в роботі [10]. Відповідно до рекомендацій вказаної роботи, з урахуванням особливостей, напружено-деформований стан підйомного гумотросового каната для випадку відхилення посудини від осі підйому можна описати наступними залежностями

$$\begin{aligned}
 A \frac{d^2 u_i}{dx^2} + B [u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}] &= 0, \\
 A \frac{d^2 u_1}{dx^2} + B \left[u_2 - u_1 + 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] &= 0, \\
 A \frac{d^2 u_M}{dx^2} + B \left[u_{M-1} - u_M - 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] &= 0;
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + 4C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0, \\
 D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_2}{dx} - \frac{du_1}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0, \\
 D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_M}{dx} - \frac{du_{M-1}}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

З урахуванням відмінності конструкції гумотросового каната, коефіцієнти в залежностях (1) та (2) мають наступні значення

$$A = EF; \quad B = \frac{G}{t} b; \quad C_0 = \frac{d+t}{2}; \quad D = EI,$$

де b – товщина каната, d – діаметр троса; F – площа поперечного перерізу троса $\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)$; I – приведений момент інерції перерізу троса.

В роботі [11] було показано, що при зростанні сили натягнення жорсткість троса наближається до жорсткості суцільного стрижня. Тому приймемо $I = \left(\frac{\pi d^4}{32} \right)$.

В гумотросовому канаті троси працюють на розтяг, відстань поміж тросами незначна. Будемо вважати деформації тросів в площині каната однаковими. Як і рекомендовано в роботі [10], складемо вирази деформацій тросів в площині каната

$$\sum_{i=1}^{M-1} D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0.
 \tag{3}$$

В результаті складання маємо

$$(M-1)D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_M}{dx} - \frac{du_1}{dx} + C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0. \quad (4)$$

Врахуємо, що канат має парну кількість тросів M . Загальне рішення рівняння будемо шукати у формі, що відповідає умові відсутності зовнішніх навантажень на троси каната та умові, що він не набуває форми синусоїди за будь-якої довжини

$$u_i = \sum_{m=1}^M \left[\left(A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) + \left(A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) \right] \cos(\mu_m i),$$

$$w_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) W_{1m} + \left(A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) W_{2m} \right],$$

де β_m – характеристичні показники; $\mu_m = \frac{\pi(2m-1)}{M+1}$; W_{1m} , W_{2m} – коефіцієнти пропорційності.

Характеристичні показники β_m системи рівнянь (1) та (4)

$$\beta_m = \pm \sqrt{-\frac{b_m}{2 a_m} \pm \sqrt{\left(\frac{b_m}{2 a_m}\right)^2 - \frac{c_m}{a_m}}}, \quad (5)$$

де

$$a_m = -M E F D t^2 \cos(\mu_m),$$

$$b_m = G b t M \left[\left(E F (d+t)^2 + D \right) \cos(\mu_m M) - D (\mu_m (M-1)) \right],$$

$$c_m = G^2 (d+t)^2 b^2 \left[M \cos(\mu_m (M-1)) - (M-1) \cos(\mu_m M) - \cos(\mu_m) \right].$$

Серед отриманих коренів для кожного значення m існує по дві пари коренів. По два дійсних та по два – уявних. Попарно, за абсолютними значеннями вони збігаються. Дійсні корні позначимо як β_{1m} та β_{2m} .

Коефіцієнти пропорційності

$$W_{1m} = \left[\frac{E F t \beta_{1m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{1m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m (M-1))}{(t+d) \beta_{1m}},$$

$$W_{2m} = \left[\frac{E F t \beta_{2m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{2m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m (M-1))}{(t+d) \beta_{2m}}.$$

Отримані форми рішень використаємо для дослідження впливу зсуву посудини з осі підйому в площині каната. Початок осі координат, спрямованої вздовж каната (x), розташуємо в перерізі набігання каната на барабан. Відстань від бічної твірної барабана підйомної машини позначимо, як L . Визначимо напружено-деформований стан підйомного каната зі зміщеною в його площині посудиною (рис. 1).

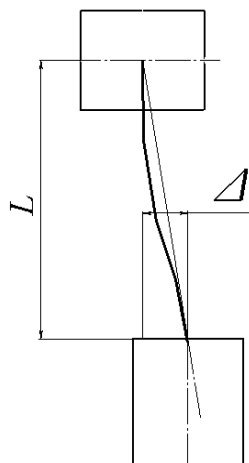


Рис. 1. Схема відхилення посудини шахтної підйомної машини

Задачу будемо розглядати як лінійну. Будемо вважати, що на канат не діє сила розтягу. В перерізі набігання каната на барабан та в перерізі його приєднання до посудини, переміщення тросів вздовж осі каната відсутні (переріз каната нормальний до його осі не деформується)

$$x = 0, \quad x = L \quad u_i = 0. \quad (6)$$

В тих самих перерізах відносні поздовжні деформації тросів, внаслідок відхилення посудини на величину Δ , розподіляються за лінійним законом. При цьому, кути нахилу за абсолютними значеннями збігаються, але мають протилежні знаки. Внаслідок повороту перерізів проекція відстані поміж кінцями тросів зменшується відносно величини Δ . Оскільки величина проекції каната на горизонтальну площину невідома, то і невідомим є кут нахилу відносних подовжень тросів в канаті. Тангенс цього кута позначимо як невідому – U . Запишемо граничні умови наступним чином

$$\frac{du}{dx} = \begin{cases} U i & (x = 0) \\ -U i & (x = L) \end{cases}. \quad (7)$$

Переміщення в площині каната становлять

$$w = \begin{cases} 0 & (x = 0) \\ \Delta & (x = L) \end{cases}. \quad (8)$$

З використанням приведених граничних умов маємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь порядку $4M$

$$\sum_{m=1}^M A_{1m} + B_{1m} + A_{2m} + B_{2m} = 0,$$

$$\sum_{m=1}^M \frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} + \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} + \frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} + \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} = 0, \quad (9)$$

$$\sum_{m=1}^M \left(\frac{A_{1m}}{U} - \frac{B_{1m}}{U} \right) \beta_{1m} + \left(\frac{A_{2m}}{U} - \frac{B_{2m}}{U} \right) \beta_{2m} \cos(\mu_m i) = i,$$

$$\sum_{m=1}^M \left(\frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} - \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} \right) \beta_{1m} + \left(\frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} - \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} \right) \beta_{2m} \cos(\mu_m i) = -i.$$

В наведених рівняннях множник i в правих частинах задамо сумою

$$i = \sum_{m=1}^M Q_m \cos(\mu_m i),$$

де $Q_m = \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m j)$.

Прийнята форма номера троса – i дозволяє систему рівнянь (9) порядку $4M$ замінити M системами рівнянь четвертого порядку. Розв'язання цих систем призведе до наступних залежностей

$$\frac{B_{2m}}{U} = -Q_m \frac{\zeta_{1m} + \zeta_{1m}}{\zeta_{1m} \zeta_{2m} \zeta_{3m}},$$

$$\frac{A_{2m}}{U} = \frac{Q_m}{2\beta_{1m} \left[\frac{\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} \right]}$$

$$-\frac{B_{2m}}{U} \frac{-\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{-(\beta_{2m}+\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1},$$

$$\frac{B_{2m}}{U} \frac{-\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1},$$

$$\frac{B_{1m}}{U} = -\frac{B_{2m}}{U} \frac{e^{-(\beta_{2m}+\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} - \frac{A_{2m}}{U} \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1},$$

$$\frac{A_{1m}}{U} = -\frac{B_{2m}}{U} - \frac{A_{2m}}{U} - \frac{B_{1m}}{U},$$

де

$$\zeta_{1m} = e^{\beta_{1m}L} \beta_{1m} \left[e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} \left(\frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} - 1 \right) \right];$$

$$\zeta_{2m} = 2\beta_{1m} \left[\frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} \right];$$

$$\zeta_{3m} = \frac{\frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} + 1}{\frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} - 1} - \frac{(\beta_{2m} + \beta_{1m})(e^{-2\beta_{1m}L} - 1) - 2\beta_{1m}e^{-(\beta_{2m} + \beta_{1m})L}}{\beta_{2m} + \beta_{1m} + (\beta_{1m} - \beta_{2m})e^{-2\beta_{1m}L} - 2\beta_{1m}e^{(\beta_{2m} - \beta_{1m})L}}.$$

Невідому величину U знайдемо з умови (8)

$$U = \frac{\Delta}{\sum_{m=1}^M \left[\left(\frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} + \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} \right) W_{1m} + \left(\frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} + \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} \right) W_{2m} \right]}.$$

Отримані аналітичні вирази дозволяють знайти сили розтягу тросів, що в них виникають, переміщення каната, кути повороту, кривизну його викривленої осі, відповідно момент згину, що діє з боку посудини на канат та горизонтальне зусилля, що виникає в системі «канат – посудина – армування» ствола, який має відхилення від проектного. Вказані чинники впливають і на силову взаємодію посудини та напрямних, вздовж яких вона рухається.

Результати визначення деформацій, сил розтягу тросів в гумотросовому канаті типу ГТК-3150 з шести тросів, довжиною 5 м при зміщенні посудини в горизонтальній площині на 10 мм, наведено на рисунках 2 та 3. На них показана залежність переміщень u та сил розтягнення P тросів з номерами i вздовж осі каната x . Наведені рисунки демонструють вплив зміщення посудини відносно проектної осі підйому на нерівномірність деформацій та внутрішніх сил розтягнення тросів.

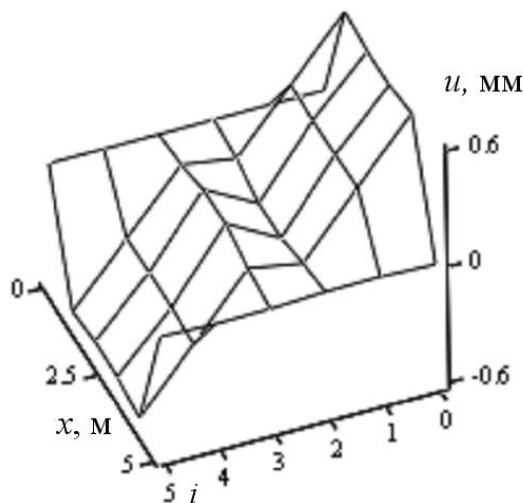


Рис. 2. Залежність переміщень u перерізів тросів з номерами i вздовж осі каната x

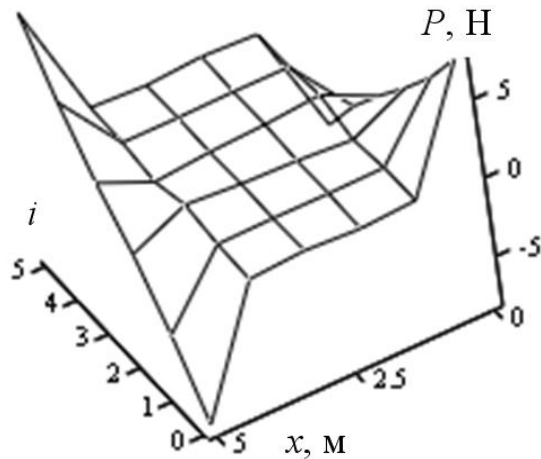


Рис. 3. Залежність внутрішніх сил P розтягнення тросів з номерами i вздовж осі каната x

Переміщення та зусилля вздовж каната змінюються локально. При цьому, зміни переміщень відбуваються симетрично як по довжині, так і по ширині каната. Сили змінюються протисиметрично, відносно середини каната, як по його довжині, так і по його ширині. Вказані чинники супроводжуються деформуванням каната в його площині. На рисунках 4 та 5 показані моменти згину каната в його площині та горизонтальне зусилля.

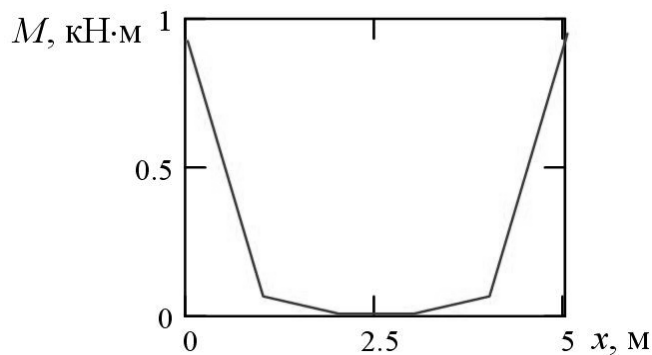


Рис. 4. Моменти згину каната вздовж його осі x

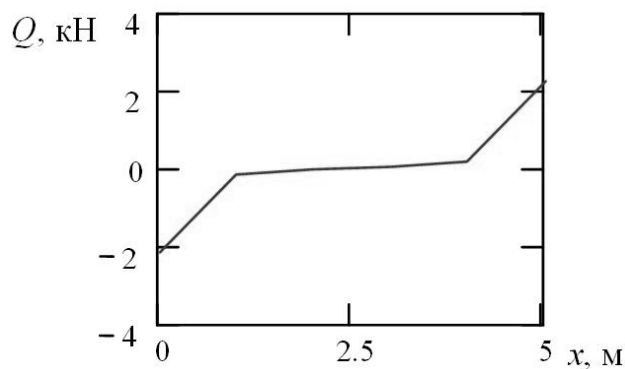


Рис. 5. Розподіл сили, що перерізає канат

Висновки. Наведені результати відтворюють механізм деформування гумотросового каната та відповідають загальному уявленню стосовно реалізації цього механізму. Отримані математичні вирази дозволяють визначати залежності напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі відхилення посудини від вертикальної осі підйому, зумовленого відхиленнями армування ствола від передбаченого проектом розташування. Вони мають бути враховані при проектуванні та експлуатації шахтних підйомних машин з плоскими головними канатами.

Перелік посилань

1. Badania współczynnika tarcia liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej / A. Carbogno, M. Żołnierz, A. Kawka, J. Dyrda // *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Monografia. Łędziny, Polska, 2015. – S. 147-155.*
2. Zajczenko W. Wpływ parametrów liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej na naprężenia i odkształcenia w powłoce gumowej na bębnie zawieszenia / W. Zajczenko // *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie: Materiały na konferencję. Ustroń, Polska, 2013. – S. 1-17.*
3. Zabolotny K. Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubber-rope cable / K. Zabolotny, E. Panchenko // *New Techniques and technologies in Mining. – CRC Press/Balkema. – Netherlands. – 2010. – P. 223-229.*
4. Carbogno A. Stan naprezen i odkształcen powłoki gumowej liny wyrównawczej płaskiej na bębnie zawieszenia górniczego wyciągu szybowego / A. Carbogno, V. Ropaj, V. Zajczenko // *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Praca zbiorowa. Monografia. Łędziny. – Polska. – 2011. – S. 63-70.*
5. Ropaj V. Wpływ tarczy zawieszenia bębnowego na stan naprezen powłoki gumowej liny RTK / V. Ropaj, V. Zajczenko // *Transport szybowy. Praca zbiorowa. Monografia. Gliwice. – Polska. – 2011. – S. 389-398.*
6. Kolosov D. The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // *Annual Scientific-Technical Collection. Mining of Mineral Deposits. – CRC Press/Balkema. – Netherlands. – 2013. – P. 351-357.*
7. Бельмас И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновтросового каната на участке перехода к трубчатой форме / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // *Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – №12. – С. 48-55.*
8. Kolosov D. Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // *Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining. – CRC Press/Balkema. – Netherlands. – 2014. – P. 499-504.*
9. The stress-strain state of the belt in the operating changes of the burdening conveyor parameters / D. Kolosov, O. Dolgov, O. Bilous, A. Kolosov // *New Developments in Mining Engineering: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining. – CRC Press/Balkema. – Netherlands. – 2015. – P. 585-590.*
10. Болотин В.В., Новичков Ю.Н. Механика многослойных конструкций. – Машиностроение, 1980. – 327 с.
11. Бельмас И.В. Экспериментальное определение изгибной жесткости троса в зависимости от осевого натяжения / И.В. Бельмас, В.А. Ропай // *Известия Вузов. Горный журнал. – 1988. – №12. – С. 75-76.*

ABSTRACT

Objective: Determining the stress-strain state of the flat head rope of hoisting engine, taking into account variations of geometrical parameters of the trunk reinforcement from the design values.

Method of research is an analytical solution of the system of differential equations describing the stress-strain state of layered structure.

Results. Obtained analytical dependences for determining the stress-strain state of the flat head rope of hoisting engine, taking into account variations of geometrical parameters of the trunk reinforcement from the design values.

The originality is to establish unknown mathematical dependencies for stress-strain state of the flat head rope of the mine hoist.

Practical significance. The results should be taken into account when analyzing the admissibility of the safe hoisting of raw materials in the mine shafts with impaired arrangement of the hoisting vessel guides.

Keywords: *hoisting engine, flat rubber-rope cable, trunk reinforcement, geometrical parameters, stress-strain state, and analytical dependences.*

УДК 621.85.01

© Н.А. Лубенец

СОХРАНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ГИБКОГО ТЕЛА ПРИ ТРЕНИИ ПО БЛОКУ

© N. Lubenets

CONSERVATION OF MECHANICAL ENERGY IN FLEXIBLE BODY FRICTION IN UNIT

Приведены результаты экспериментальных исследований трения гибкого тела по блоку. Впервые установлено, что при трении гибкого тела по блоку соблюдается закон сохранения механической энергии, а также получено новое уравнение трения гибких тел и условие реализации блоком заданного тягового усилия.

Наведено результати експериментальних досліджень тертя гнучкого тіла по блоку. Вперше встановлено, що при терті гнучкого тіла по блоку дотримується закон збереження механічної енергії, а також отримано нове рівняння тертя гнучких тіл і умова реалізації блоком заданого тягового зусилля.

Вступление. В настоящее время на горных предприятиях для транспортирования основных и вспомогательных грузов широкое применение нашли стационарные транспортные машины с гибким тяговым органом (гибким телом). К указанным машинам относятся: ленточные конвейеры, шахтные напочвенные дороги и подъемные машины, подвесные дороги и др.