

УДК 622.673+539.4

© І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПЛОСКОГО КАНАТА ЗУМОВЛЕНИЙ ПОРИВАМИ ТЯГОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА КОНСТРУКЦІЄЮ БАРАБАНА ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ

© I. Belmas, D. Kolosov

THE STRESS-STRAIN STATE OF THE FLAT ROPE CAUSED BY BREAKS OF TRACTIVE ELEMENTS AND DESIGN OF HOISTING ENGINE DRUM

Встановлені аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини з урахуванням відхилення твірної барабана від прямої лінії та розриву троса каната. Показано, що напружено-деформований стан каната, зумовлений різними чинниками, може бути визначений як суперпозиція станів за умови забезпечення незмінності граничних умов при їх складанні. Отримані результати мають бути враховані при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з плоскими тяговими органами.

Установлены аналитические зависимости для определения напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового каната подъемной машины с учетом отклонения образующей барабана от прямой линии и разрыва троса каната. Показано, что напряженно-деформированное состояние каната, обусловленное различными факторами, может быть определено как суперпозиция состояний, обеспечив неизменность граничных условий при их сложении. Полученные результаты должны быть учтены при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин с плоскими тяговыми органами.

Вступ. Плоскі гумотросові канати широко застосовуються як тягові органи підйомно-транспортних машин. Конструкція, технічний стан машини та умови експлуатації впливають на напружено-деформований стан їх тягових елементів, включно й пориви тросів тягових органів. В процесі руху каната з ушкодженням тросом поля напружень, зумовлені різними чинниками, можуть накладатися та впливати на реальний запас міцності каната.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Методи розрахунку впливу комплексу чинників на напружено-деформований стан плоского гумотросового каната відсутні. Розробка такого методу є *актуальною науково-технічною задачею*. Її розв'язання дозволить визначати втрату тягової спроможності каната, зумовлену конструкцією підйомної машини та можливим руйнуванням одного з його тросів.

Вплив поривів тросів в гумотросових канатах на розподіл сил по їх ширині для різних умов досліджувався в багатьох роботах [1-7]. В них не розглядалося питання сумісного впливу декількох чинників.

Основний зміст роботи. Тягові елементи працюють в межах дії лінійного закону Гука. Це дозволяє розділити задачу на дві – задачу визначення напружено-деформованого стану каната під впливом зовнішніх чинників (до ушко-

дження троса) та задачу визначення впливу поривів тягових елементів. Отримані результати слід скласти.

В другій задачі до країв троса, утворених його розривом, прикладемо сили рівні та протилежно спрямовані тим, що діяли в ньому до розриву. Розрив троса локально змінює конструкцію каната. В перерізі розриву троса кількість тросів в ньому зменшується. Забезпечимо відповідність конструкції каната до та після ушкодження. Для цього нормальним перерізом, що проходить крізь порив, розділимо канат на два відрізки. Визначимо умови сумісності деформування відрізків. Граничні умови прийемо ідентичними таким умовам в першій задачі. Застосування алгоритму розглянемо на прикладі визначення напружено-деформованого стану плоского каната з поривом троса на опуклому барабані підйомно-транспортної машини.

Канат підйомної машини має значну довжину та взаємодіє з опуклим барабаном. Цій частині каната надамо номер два. Суміжним, відповідно, один та три. Прийемо, що твірна барабана має форму параболи. Середня довжина каната L .

На барабані відносні подовження тросів, що зумовлені формою його твірних, визначаються залежностями

$$\varepsilon_i = 2 \left(\frac{R_{max} - (R_{max} - R_{min}) \left(\frac{i}{M} \right)^2}{R_{max} - R_{min}} \right) \quad (1)$$

де R_{min} , R_{max} – відповідно, мінімальний та максимальний радіуси згину тросів на барабані; i – номер троса; M – кількість тросів в канаті.

Середня довжина тросів

$$X = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} \alpha,$$

де α – кут, на якому канат огинає барабан.

Віднесемо канат до осі x , що спрямована вздовж каната. Позначенням коефіцієнтів шуканих змінних надамо індекси. До них занесемо номери ділянок, до яких вони відносяться, та номери тросів (i). Граничні умови

$$\begin{aligned} x \rightarrow -\infty \quad u_{1,i} &= 0, \quad p_{1,1} = p_{1,2} = \dots = p_{1,N}, \\ x \rightarrow \infty \quad u_{3,1} &= u_{3,2} = \dots = u_{3,N}, \quad p_{3,i} = P, \end{aligned} \quad (2)$$

де P – значення сили, що прикладене до каната, віднесене до кількості тросів в ньому.

Умови сумісності деформування ділянок каната

$$\begin{aligned} x = 0 \quad u_{1,i} &= u_{2,i}, \quad p_{1,i} = p_{2,i}, \\ x = L \quad u_{2,i} &= u_{3,i}, \quad p_{2,i} = p_{3,i}. \end{aligned} \quad (3)$$

Відзначимо, в наведених залежностях та далі, в нижніх індексах перші цифри відповідають номерам ділянок. Врахуємо деформування гумотросового каната, граничні умови та умови сумісності. Отримаємо рішення першої задачі

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^M A_{1,m} e^{\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{Px}{EF}, \quad (4)$$

$$p_{1,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} e^{\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (5)$$

$$u_{2,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{2,m} e^{\beta_m x} + B_{2,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P}{EF} x, \quad (6)$$

$$p_{2,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m x} - B_{2,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (7)$$

$$u_{3,i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{3,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P}{EF} x, \quad (8)$$

$$p_{3,i} = -EF \sum_{m=1}^{M-1} B_{3,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (9)$$

де $A_{k,m}$, $B_{k,m}$ – сталі інтегрування; k – номер ділянки (приймає значення 1, 2, 3); E , F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса каната; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$;

$D_m = \frac{2}{M} \sum_{k=1}^M \varepsilon_k \cos(\mu_m(k-0,5))$; h – відстань поміж тросами; b – товщина каната; d – діаметр троса; G – модуль зсуву матриці; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тросами на жорсткість зсуву; $A_{1,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} (1 - e^{-\beta_m L})$;

$$A_{2,m} = -\frac{D_m}{2\beta_m e^{\beta_m L}}; \quad B_{2,m} = \frac{D_m}{2\beta_m}; \quad B_{3,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} (1 - e^{\beta_m L}).$$

Визначення невідомих сталих завершує розв'язання першої задачі.

Переріз ушкодження каната в процесі його руху переміщається відносно барабана. Кривизна робочої поверхні барабана максимально впливає на перерозподіл сил поміж тросами в перерізі симетрії дуги згину каната – в перерізі $x = \frac{L}{2}$. Сили розтягу Θ -того троса в цьому перерізі визначаються наступною залежністю

$$p_{2,\Theta} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + P.$$

В другій задачі перерізи початку та кінця каната позначимо L_I та L_{II} . Будемо вважати, що в перерізі $x = l$ ушкоджено Θ -тий трос. В крайніх перерізах конструктивні особливості машини можуть створювати умови, за яких відомий або розподіл переміщень тягових елементів, або сил, які діють на них. Відповідно, в перерізах $x = L_I$ та $x = L_{II}$ можлива реалізація двох пар граничних умов: $f_{I,n}(i)$ та $f_{I,c}(i)$, або $f_{II,n}(i)$ та $f_{II,c}(i)$, або їх комбінації.

Перерізом $x = l$ канат розділимо на два відрізки. Відрізкам надамо номери I та II . Позначенням переміщень, розподілів дотичних сил, що виникають в гумових прошарках, надамо спеціальні індекси. В них номери тросів позначимо літерою i ($1 \leq i \leq M$). Номер відрізка позначимо літерою ρ (приймає значення I та II). Характер граничних умов позначимо ϖ (приймає значення c або n).

Доданий стан не повинен змінювати попередній стан на границях $x = L_I$ та $x = L_{II}$. Рішення будемо шукати в наступній формі [1]

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(a_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + b_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)), \quad (10)$$

$$p_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(a_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - b_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)), \quad (11)$$

де $a_{m,\rho,\varpi}$, $b_{m,\rho,\varpi}$ – сталі інтегрування; ρ – номер ділянки; ϖ – показник характеру граничних умов.

Якщо в перерізі $x = l$ ушкоджено Θ -тий трос, то має бути забезпечена умова сумісності деформування двох відрізків

$$\begin{aligned} u_{i,I,\varpi} - u_{i,II,\varpi} &= \begin{cases} 0, & i \neq \Theta, \\ U_0, & i = \Theta, \end{cases} \\ p_{i,I,\varpi} - p_{i,II,\varpi} &= 0, \\ p_{\Theta,I,\varpi} &= -P_{\Theta}, \end{aligned} \quad (12)$$

де U_0 – невідома величина зазору поміж кінцями пошкодженого троса; P_{Θ} – внутрішнє зусилля навантаження Θ -того троса до його ушкодження в перерізі $x = l$.

Різницю переміщень Θ -того троса першого та другого відрізків задамо розривною дискретною функцією

$$u_{i,I,\varpi} - u_{i,II,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (13)$$

Прийнята функція різниці переміщень, умови рівності сил розтягування каната на обох його відрізках, умови сумісності їх деформацій (13) призводять до двох $M-1$ співвідношень чотирьох m -тих сталей

$$\begin{aligned} a_{m,I,\varpi} e^{\beta_m l} + b_{m,I,\varpi} e^{-\beta_m l} - a_{m,II,\varpi} e^{\beta_m l} - b_{m,II,\varpi} e^{-\beta_m l} = \\ = 2 \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \end{aligned} \quad (14)$$

$$a_{m,I,\varpi} e^{\beta_m l} - a_{m,II,\varpi} e^{\beta_m l} = \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))$$

та залежності

$$E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(a_{m,I,\varpi} e^{\beta_m l} - b_{m,I,\varpi} e^{-\beta_m l} \right) \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) + P_{\Theta} = 0. \quad (15)$$

Додамо до вказаних співвідношень закономірності навантаження (деформування) каната в перерізах $x = L_I$ та $x = L_{II}$ – граничні умови. Нехай останні задані законами розподілу сил на кінцях каната. З урахуванням їх значень, маємо наступні розв’язки системи рівнянь

$$\begin{aligned} U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \left(\frac{e^{\beta_m(L_I-l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,I,c} + \lambda_m \right) + \frac{M P_{\Theta}}{E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m(L_{II}-l)}) (e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_I-l)})}{(e^{\beta_m(2L_I-l)} + e^{\beta_m(2L_{II}-l)})}}, \\ \text{де } \lambda_m = \frac{(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_I-l)}) \left(e^{\beta_m L_{II}} \Lambda_{m,II,n} + \frac{e^{\beta_m L_I}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,I,c} \right)}{(e^{2\beta_m L_I} + e^{2\beta_m L_{II}})}; \\ a_{m,I,\varpi} = \frac{2 \left(e^{\beta_m(L_{II}-l)} \Lambda_{m,II,n} + \frac{e^{\beta_m(L_I-l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,I,c} \right)}{M (e^{\beta_m(2L_I-l)} + e^{\beta_m(2L_{II}-l)})} + \\ + \frac{U_0 (1 + e^{2\beta_m(L_{II}-l)})}{M (e^{\beta_m(2L_I-l)} + e^{\beta_m(2L_{II}-l)})} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)); \\ a_{m,II,\varpi} = a_{m,I,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)); \\ b_{m,I,c} = a_{m,I,c} e^{2\beta_m L_I} - \frac{2 e^{\beta_m L_I}}{\beta_m M E F} \Lambda_{m,I,c}; \\ b_{m,II,n} = \frac{2 e^{\beta_m L_{II}}}{M} \Lambda_{m,II,n} - a_{m,II,n} e^{2\beta_m L_{II}}. \end{aligned}$$

Отримані залежності дозволяють для каната відомої конструкції, за відомим місцем розташування ушкодженого троса, зусиллям, що сприймалося цим тросом до його руйнування, визначати напружено-деформований стан каната підйомної машини з ушкодженим тросом.

В нашому прикладі $L_I \rightarrow -\infty, L_{II} \rightarrow \infty$. Відповідно до принципу Сен-Венана локальні збурення призводять до локального напружено-деформованого стану. За умови значних відстаней поміж перерізом ушкодження троса та границями ділянок, відповідні ділянки можна вважати безмежно довгими. У разі безмежно довгої першої ділянки слід приймати $b_{m,I,\varpi} = 0$. За безмежно довгої другої – $a_{m,II,\varpi} = 0$.

У випадку безмежно довгих обох ділянок величина l (координата перерізу з ушкодженням троса) мала. Її можна прийняти рівною нулю, а переріз пориву – площиною симетрії. Симетричність напружено-деформованого стану дозволяє рішення задачі шукати лише для одного (першого) відрізка. Опустимо його номер. Рішення будемо шукати в наступній формі

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} b_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P_\Theta}{E F} x + \varepsilon, \quad (16)$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} -b_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) E F + P_\Theta, \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M-1} b_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + \varepsilon = \\ & = U_0 \left(\frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + \frac{1}{M} \right), \end{aligned} \quad (18)$$

$$\text{де } U_0 = \frac{P_\Theta}{2 E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5))^2 \beta_m}; \quad b_m = \frac{2}{M} U_0 \cos(\mu_m(\Theta-0,5)); \quad \varepsilon = \frac{U_0}{M}.$$

Останні залежності є результатом розв'язання другої задачі у загальному вигляді. До ушкодження Θ -того троса його навантаження в перерізі розриву становило $P_\Theta = p_{2,\Theta}$. Відповідно у виразах (12), (15)-(17) замість значення зусилля в загальній формі треба підставити значення $p_{2,\Theta}$. Врахуємо зсув початку осі координат в другій задачі відносно першої, симетричність рішення в ній. Складемо отримані розв'язки. Розподіл сил в тросах каната буде мати наступний вигляд

$$\begin{aligned} p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} & \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m x} - B_{2,m} e^{-\beta_m x} - b_m e^{-\beta_m(|x|-L/2)} \right) \beta_m + D_m \right] \times \\ & \times \cos(\mu_m(i-0,5)) + P + p_{2,\Theta}. \end{aligned}$$

Отримана залежність визначає розподіл сил, які сприймають троси гумотросового каната. Вона враховує конструкцію машини – відхилення твірної барабана підйомної машини від прямої лінії та розрив троса каната.

Висновки. Напружено-деформований стан каната, зумовлений різними чинниками, може бути визначений як сума станів за умови забезпечення незмінності граничних умов при їх складанні. Комплексне урахування впливу різноманітних чинників, включно і поривів тросів, на напружено-деформований стан каната дозволить достатньо коректно визначати втрату його тягової спроможності у разі розриву одного з тросів.

Перелік посилань

1. Исследование влияния порыва тросовой основы на прочность каната ступенчатой конструкции / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура, Ю.В. Конох // Необратимые процессы в природе и технике: Материалы науч. конф. – Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2009. – Ч. II. – С. 255-257.
2. Контроль тросів гумотросового канату / І.В. Бельмас, О.І. Білоус, А.Т. Нельга, О.Л. Бельмас // Наукові дослідження – теорія та експеримент: Матеріали міжн. наук.-практ. конф. – Полтава. – 2008. – Т. 8. – С. 8-12.
3. Бельмас І.В. Упередження руйнування тягового органу крутопохилого підіймача / І.В. Бельмас, І.Т. Сабурова, І.М. Задорожна // Сб. научн. тр. КГМТУ. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – 2008. – Вып. 9. – С. 132-136.
4. Блохин С.Е. Напряженно-деформированное состояние плоского резинотросового тягового органа на барабане / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2009. – № 30. – С. 88-91.
5. Білоус О.І. Напружений стан гумової оболонки стрічки на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 4(262). – С. 113-114.
6. Колосов Д.Л. Модель та визначення НДС гумотросового каната стиснутого жорсткими плоскими плитами / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Сб. научн. тр. КГМТУ и ДГТУ. – 2012. – Вып. 13. – С. 64-68.
7. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дис... докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Д., 1987. – 426 с.

ABSTRACT

Objective: Determining the stress-strain state of the flat cable with rubber-ropes of hoisting engine, taking into account the deviations of generating line of the drum from a straight and the break of the rope in cable.

Method of research: definition and subsequent superposition of a few stress and strain states for the flat rope of hoisting engine caused by various factors influencing the loss of its tractive capacity.

Results: obtained an analytical dependence for determining the tensile forces acting in ropes of the rubber cable. It takes into account the design of the hoisting engine – the deviations of generating line of the drum from a straight and of the possible break of the rope in cable.

The originality is to determine unknown dependencies of the stress-strain state of the flat rope, caused by the structure of a hoist and possible breaks of the tractive elements of the cable.

Practical significance. A comprehensive account of the impact of various factors on the stress-strain state of the rope allows determining the loss of tractive capacity in operation on the hoisting engine. The results should be taken into account in the design and operation of hoisting and transporting machines with flat traction bodies.

Keywords: *hoisting engine drum, geometrical parameters, flat rubber-rope cable, breaks of tractive elements, complete the impact of various factors, stress-strain state, and analytical dependences.*

УДК 622. 625. 5

© О.В. Денищенко, С.Є. Барташевський, А.В. Скларов, Т.А. Бедило

НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ УКЛАДАННЯ ТА КОНТРОЛЮ СТАНУ ШАХТНИХ РЕЙКОВИХ КОЛІЙ

© O.Denyshchenko, S.Bartashevskiy, A.Skliarov, T.Bedylo

NEW TECHNOLOGIES OF CONCLUSION AND CONTROL OF THE STATE OF MINE CLAOYPE TRACKS

Проведено аналіз сучасного стану рейкових колій вугільних шахт та виділено основні чинники, що впливають на їх стабільність. Запропоновані технічні рішення, що дозволять підвищити термін служби елементів верхньої будови шляху, та засоби контролю його стану в процесі експлуатації.

Проведен анализ современного состояния рельсовых путей угольных шахт и определены основные факторы, влияющие на их стабильность. Предложены технические решения, позволяющие повысить срок службы элементов верхнего строения пути, и средства контроля его состояния в процессе эксплуатации.

Вступ. При транспортуванні вантажів шахтними локомотивами і канатними надгрунтовими дорогами по підземним гірничим виробкам рухомий склад сприймає динамічний вплив від рейкової колії, який призводить до підвищення опору руху, зниження продуктивності відкатки, стійкості і довговічності транспортних засобів, зростання енерговитрат, аварійності і травматизму. Шахтними спостереженнями та теоретичними дослідженнями встановлено, що основним джерелом збурюючої дії на рухомий склад є зміни геометрії рейкового шляху – завищені поздовжні і поперечні ухили шляху, невитримана ширина колії тощо.

Огляд останніх досліджень. Для опису характеру взаємодії рухомого складу і колії були проведені аналітичні дослідження геометрії шахтної колії та її нерівностей. Подібна задача достатньо вивчена для магістральних залізниць і результати цих досліджень з використанням шляховимірювальних вагонів ши-