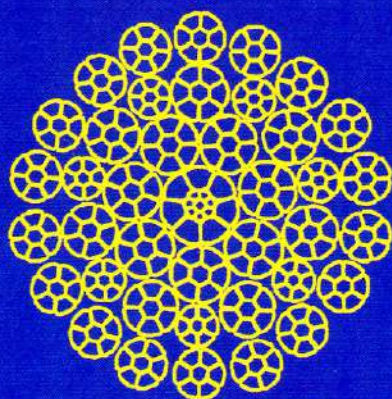




Международная ассоциация исследователей стальных канатов
Міжнародна асоціація дослідників сталевих канатів
International Association of Steel Rope Researchers

Бюллетень 14



М А И С К

Международная ассоциация исследователей стальных канатов

Секретариат Научно-производственное предприятие
«ВИРА-СЕРВИС Плюс»
ул. Запорожская, 30, офис 4,
Одесса, 65005, Украина
т./ф. + 0038-048-777-50-27
E-mail. vira.od.ua@gmail.com

Состав правления

| | | |
|--------------------------|--|---------|
| Президент | Ильин С. Р., к.т.н. | Украина |
| Исполнительный директор: | Малиновский В. А. , д.т.н., проф. | Украина |
| | Бережинский В. И., д.т.н. | Украина |
| | Лавриненко С. Г., инж. | Украина |
| | Мироненко А. С., к.т.н. | Россия |
| | Патарая Д. И., д.т.н., проф. | Грузия |
| | Рубель А. В., инж. | Украина |
| | Трифанов Г. Д., д.т.н., проф. | Россия |
| | Чаюн И. М., д.т.н., проф. | Украина |
| Секретарь | Бартенева Н. А., инж. | Украина |
| Редактор | Мищенко А. А., инж. | Украина |
| Ревизионная комиссия | | |
| | Яглинский В. П., к.т.н. | Украина |
| | Пригода А. А., к.т.н. | Украина |

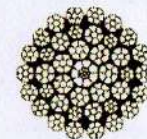


Международная ассоциация исследователей стальных канатов
Міжнародна асоціація дослідників сталевих канатів
International Association of Steel Ropes Researchers

Бюллетень 14

Сборник основан в апреле 2001 г

Сентябрь 2021



Одесса
«Астропринт»
2021

УДК 62-427.4(063)

Редакционная коллегия:

Малиновский В.А., д.т.н., профессор

Бартенева Н.А., инженер

Мищенко А.А., инженер

Ответственный редактор:

Малиновский В.А.

© Международная ассоциация исследователей
стальных канатов, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.. .. . 4

В память о нашем почившем коллеге

Мищенко А.А. Человек с отметиной войны (посвящается светлой памяти
неординарного человека).. .. . 5

Проценко В.О. Про В.А.Малиновського. 8

Научно-технический раздел

Рубель А.А., Кураева А.В. Исследование и разработка конструкций
расстрелов с пневмобаллонами для снижения уровня динамики
в системе "сосуд-армировка"..... 11

Рубель А.А., Кураева А.В. Исследование и разработка конструкций
крепления канатно-профильных проводников к расстрелам армировки
ствола. 25

Колосов Д.Л., Онищенко С.В. Методика розрахунку, технічні вимоги
до конструкції та норми відбракування головних гумотросових канатів
для шахтних стовбурів з порушеною геометрією. 40

Колосов Д.Л., Чечель Т.О. Математична модель розподілу напружень в
матеріалі еластичної оболонки гумоотросового каната, зумовлених
передачею тягового зусилля. 46

Информационный раздел

Защита диссертации. 51

Колосов Д.Л., д-р техн. наук, доцент, зав. каф. будівельної, теоретичної та прикладної механіки (м. Дніпро, Україна, НТУ «Дніпровська політехніка» evolyuta@gmail.com)

Онищенко С.В., асистент каф. будівельної, теоретичної та прикладної механіки (м. Дніпро, Україна НТУ «Дніпровська політехніка»)

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ, ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ТА НОРМИ ВІДБРАКУВАННЯ ГОЛОВНИХ ГУМОТРОСОВИХ КАНАТІВ ДЛЯ ШАХТНИХ СТОВБУРІВ З ПОРУШЕНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ

Гумотросові канати виготовляють з окремих паралельно укладених та запресованих в гумову оболонку тросів. Їх використовують в підйомних машинах. Внаслідок зносу обладнання напрямні підйомної установки можуть викривлятися, троси руйнуватися – розриватися. Викривлення напрямих призводить до позацентрового розтягнення троса. Методика призначена для визначення втрати міцності каната, зумовленої вказаними чинниками.

У випадку відсутності викривлень каната, розривів його тросів, сила розтягу каната практично рівномірно розподілена поміж усіма його тросами. Зсув вектора навантаження каната на величину Δ в його площині призводить до змінного вздовж каната (осі x) наступного розподілу сил розтягу його тросів з розмірами [1]

$$P_i = E F \Delta \frac{(e^{\beta x} + e^{-\beta x}) \cos\left(\frac{\pi i}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + \frac{P}{M} \quad (1)$$

де L – довжина каната; $\beta = \sqrt{\frac{b}{2a} + \sqrt{\left(\frac{b}{2a}\right)^2 - \frac{c}{a}}}$; $a = 4E^2 F I t^2 \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) (M-1)$;

$$b = G b t (M-1) E \left[F \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) (d+t)^2 + 4I \left(\frac{\pi (M-1)}{M+1} - \frac{\pi M}{M+1} \right) \right]$$

$$c = G^2 (d+t)^2 \left[\cos\left(\frac{\pi (M-1)}{M+1}\right) - 2 \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) + \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) \right];$$

$$\Pi = \frac{\cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) G \frac{b}{t} (d+t)}{\left(2E I (M-1) \beta^2 + G \frac{b}{2t} (d+t)^2 \right) \beta}$$

b – товщина каната; d – діаметр троса; t – відстань поміж тросами, F – площа перерізу троса; E – приведений модуль пружності матеріалу троса; G – модуль зсуву гуми; I – момент інерції перерізу троса.

Залежність (1) дозволяє встановити навантаження будь-якого троса на відстані x від перерізу підвішування (барабана), відповідно визначити розподіли коефіцієнтів концентрації напружень вздовж тросів

$$K_{зичн.i} = \frac{E F \Delta M (e^{\beta x} + e^{-\beta x}) \cos\left(\frac{\pi i}{M+1}\right) \beta}{P (e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + \frac{\rho(L-x)}{P} + 1, \quad (2)$$

де ρ – питома маса каната; P – розрахункове навантаження.

Без урахування маси каната, найбільше навантажений крайній трос в перерізі $x=L$. Коефіцієнт концентрації напружень в цьому випадку визначається залежністю

$$K_{зичн.max} = \frac{E F \Delta M (e^{\beta L} + e^{-\beta L}) \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \beta}{P (e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + 1.$$

В процесі експлуатації можливий розрив будь-якого троса, в будь-якому перерізі. Будемо вважати, що ушкоджено деякий трос, що має номер Θ . Розрив розташований на відстані l до місця приєднання – барабана. Для визначення коефіцієнта концентрації напружень, зумовленого розривом троса, визначаємо наступні коефіцієнти

$$U_0 = \frac{M K_{зичн.\Theta}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m(-l)}) (1 + e^{2\beta_m(L-l)})}{e^{2\beta_m(-l)} + e^{2\beta_m(L-l)}}}, \quad (3)$$

$$A_m = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M e^{\beta_m l} \left(1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m(2L-l)}} \right)}, \quad B_m = -A_m e^{2\beta_m l}.$$

За формулами

$$K_{зигн. \Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 1,5))$$

$$K_{зигн. \Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} + B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta + 0,5))$$

визначити коефіцієнти концентрації напружень в тросах, суміжних з ушкодженим. Більше значення і буде шуканим максимальним коефіцієнтом концентрації напружень в зігнутому канаті з ушкодженим тросом.

У разі наявності декількох розривів треба перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх поміж собою розривів тросів відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань поміж перерізами ушкоджень тросів має не бути меншою за величину $5 \sqrt{\frac{hEF}{2Gb}}$ або поміж ушкодженими тросами є сім

неушкоджених.

Виконані вище та попередні [2, 3] дослідження дозволяють сформулювати технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування.

Загальна конструкція плоского гумотросового каната (парна кількість тросів, почергове розташування тросів протилежного напрямку закручування, конструкція тросів, матеріали покриття дроту, з якого виготовляють троси каната, діаметри тросів, крок їхнього розташування в канаті, гумові суміші, товщини обкладинок) має відповідати розробленому ряду конструктивних параметрів (табл. 1). Вищевказане зумовлено доцільністю уніфікації конструкцій канатів, технологій та обладнання для їхнього виготовлення. Канат та троси в ньому мають бути суцільними.

Мінімальна та максимальна кількість тросів в канаті мають визначатися відповідно до технічних пропозицій щодо реконструкції шахтних підйомних установок під використання гумотросових канатів [4].

Кінці тросів каната мають бути вкриті шаром гумової суміші з наступною їхньою вулканізацією. Товщина шару гуми не повинна відрізнятися від товщини обкладинки. Розміри утворених бортів каната мають відповідати розмірам бортів, передбачених конструкцією базового каната.

Канат до барабану має бути приєднаним не менш ніж трьома планками притискання, рівномірно розташованими по колу барабану. Сила притискання має перевищувати добуток коефіцієнту тертя та максимальної вантажопідйомності машини [4]. Планки можуть бути притиснуті болтами. Канат до корисного вантажу має бути приєднаний таким чином, щоб радіус згину каната не був меншим за тридцять діаметрів каната.

Таблиця 1 – Геометричні та мішні параметри ГТК

| Умовні позначення каната | Розрахункова маса 1 м каната, кг | Число тросів, шт | Діаметр троса, мм | Розміри поперечного перерізу, мм | | | Розрахункове розтягнуте зусилля, кН | | |
|--------------------------|----------------------------------|------------------|-------------------|----------------------------------|---------------|---------------------|-------------------------------------|---|----------------------------------|
| | | | | Шірина В, мм | Товщина Н, мм | Р ₁ , мм | h ₁ , мм | Сталевого каната в цілому Р _с , кН | ГТК в цілому Р _г , кН |
| ГТК-1-0,5-30x10-4x3,1 | 0,5 | 4 | 3,1 | 30 | 10 | 3 | 3,45 | 25,76 | 6,78 |
| ГТК-1-0,75-40x10-6x3,1 | 0,75 | 6 | 3,1 | 40 | 10 | 3 | 3,45 | 38,65 | 6,78 |
| ГТК-1-1,0-52x10-8x3,1 | 1,0 | 8 | 3,1 | 52 | 10 | 3 | 3,45 | 51,53 | 6,78 |
| ГТК-1-1,25-65x10-10x3,1 | 1,25 | 10 | 3,1 | 65 | 10 | 3 | 3,45 | 64,41 | 6,78 |
| ГТК-1-0,5-30x10-2x4,2 | 0,5 | 2 | 4,2 | 30 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-0,6-38,5x10-2x4,2 | 0,6 | 2 | 4,2 | 38,5 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-0,75-41x10-4x4,2 | 0,75 | 4 | 4,2 | 41 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-1,0-52x10-6x4,2 | 1,0 | 6 | 4,2 | 52 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-1,25-72x10-8x4,2 | 1,25 | 6 | 4,2 | 72 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-1,5-82x10-8x4,2 | 1,5 | 8 | 4,2 | 82 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-1,75-93x10-10x4,2 | 1,75 | 10 | 4,2 | 93 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-2,0-103x10-12x4,2 | 2,0 | 12 | 4,2 | 103 | 10 | 5 | 2,9 | 15,68 | 15,68 |
| ГТК-1-3,4-94x18-6x8,25 | 3,4 | 6 | 8,25 | 94 | 18 | 10 | 4,875 | 50,96 | 50,96 |
| ГТК-1-7,0-142x22-6x12,0 | 7,0 | 6 | 12,0 | 142 | 22 | 10 | 5 | 104,7 | 104,7 |
| ГТК-1-8,4-190x22-6x12,0 | 8,4 | 6 | 12,0 | 190 | 22 | 10 | 5 | 104,7 | 104,7 |
| ГТК-1-10,5-154x32,5-6x14 | 10,5 | 6 | 14,0 | 154 | 32,5 | 10 | 9,25 | 141,8 | 141,8 |
| ГТК-1-15,0-228x28-10x14 | 15,0 | 10 | 14,0 | 228 | 28 | 10 | 7 | 141,8 | 141,8 |
| ГТК-1-15,5-228x30-10x14 | 15,5 | 10 | 14,0 | 228 | 30 | 10 | 8 | 141,8 | 141,8 |
| ГТК-1-16,0-228x31-10x14 | 16,0 | 10 | 14,0 | 228 | 31 | 10 | 8,5 | 141,8 | 141,8 |
| ГТК-1-16,8-228x34-10x14 | 16,8 | 10 | 14,0 | 228 | 34 | 10 | 10 | 141,8 | 141,8 |
| ГТК-1-20,0-250x34-10x16 | 20 | 10 | 16,0 | 250 | 34 | 10 | 9 | 181,2 | 181,2 |

У випадку використання каната у стовбурі з відхиленнями його напрямних від проектного стану, треба враховувати (зменшувати) допустиме навантаження обернено пропорційно величині коефіцієнта концентрації напружень

$$K_{зигн. max} = \frac{E F \Delta M (e^{\beta L} + e^{-\beta L}) \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \beta}{P (e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + 1,$$

де M – кількість тросів в перерізі набігання каната на барабан за зсуву посудини в напрямних на величину Δ .

У разі ушкодження торося, що має номер Θ , допустиме навантаження має бути зменшене обернено пропорційно більшому з нижче визначених двох коефіцієнтів

$$K_{зигн. \Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 1,5))$$

$$K_{зигн. \Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta + 0,5)), \text{ де}$$

$$A_m = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M e^{\beta_m l} \left(1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m (2L-l)}}\right)}, \quad B_m = -A_m e^{2\beta_m l}$$

$$U_0 = \frac{M K_{зигн. \Theta}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m (l)}) (1 + e^{2\beta_m (L-l)})}{e^{2\beta_m (l)} + e^{2\beta_m (L-l)}}$$

У разі наявності декількох розривів, треба перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх між собою розривів тросів, відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань між перерізами ушкоджень тросів має не бути меншою за величину

$$5 \sqrt{\frac{h E F}{2 G b}}$$

або між ушкодженими тросами є сім неушкоджених.

У разі невиконання умов відносно значень допустимих навантажень, канати мають бути відбракованими.

Висновки. Для забезпечення працездатності канатів та підвищення рівня ефективності використання й експлуатаційної безпеки сучасних шахтних

підйомних установок з головними гумотросовими канатами, у роботі розроблено методику розрахунку плоского гумотросового каната з урахуванням впливу його позacentрового розтягнення та пошкодження тросової основи і технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування для випадку використання у стовбурах з відхиленнями напрямних від проектного стану.

Література:

- 1 Наукове обґрунтування технічних рішень із забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів: звіт з НДР (проміжний). Науковий керівник В.І. Самуся / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0115U002298 – 2015. – 165 с.
2. Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин: звіт з НДР (заключний). Науковий керівник Д.Л. Колосов / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0112U000871 – 2014. – 276 с/
3. Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин: звіт з НДР (проміжний). Науковий керівник С.Є. Блохін / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0112U000871 – 2012. – 174 с.
4. Колосов Д.Л. Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами / Д.Л. Колосов. – Дис. докт. техн. наук: 05.05.06. – Д. 2015. – 471 с.

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗПОДІЛУ НАПРУЖЕНЬ
В МАТЕРІАЛІ ЕЛАСТИЧНОЇ ОБОЛОНКИ
ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА, ЗУМОВЛЕНИХ ПЕРЕДАЧЕЮ
ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ**

Передача тягового зусилля від барабана тяговим елементам гумотросового каната – тросам, відбувається за рахунок напружень зсуву, що виникають в гумовій оболонці каната при її взаємодії з поверхнею барабана. Напруження зсуву виникають в матеріалі каната, як наслідок сил тертя. Остання залежить від тиску каната на барабан. Загальний напружений стан слід розглядати як стан, зумовлений двома чинниками. Силами зсуву та силами тиску, що виникають поміж барабаном та канатом. Встановимо залежності розподілу напружень в матеріалі еластичної оболонки гумотросового каната, зумовлених передачею тягового зусилля.

Канат утворений системою паралельних, розташованих з постійним кроком тросів. Виріжмо з каната частину гумової оболонки. Приймемо, що її сторона, яка взаємодіє з барабаном, нерухомо закріплена. Циліндричні поверхні, що взаємодіє з тросом надамо одиничне переміщення, троси розташовані в площині симетрії каната (рис. 1).

Для побудованої схеми, з урахуванням одиничного переміщення, маємо наступні граничні умови

$$z=0, \quad u_x = u_y = u_z = 0; \tag{1}$$

$$z=b, \quad Z_z = X_z = Z_x = 0; \tag{2}$$

$$y = \frac{t}{2}, \quad 0 \leq z \leq \frac{b-d}{2} \wedge \frac{b-d}{2} + d \leq z \leq b, \quad Y_x = X_y = Y_y = 0; \tag{3}$$

$$(z-b/2)^2 + (y-t/2)^2 = (d/2)^2, \quad u_x = 1, \quad u_y = u_z = 0; \tag{4}$$

$$y=0, \quad Y_x = X_y = Y_y = 0. \tag{4}$$

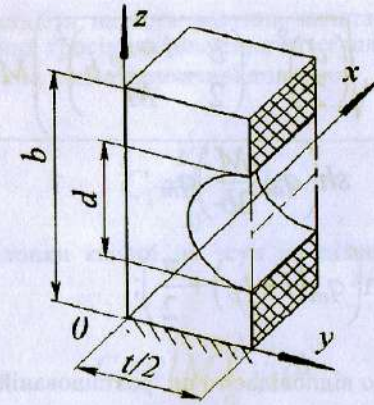


Рисунок 1 – Схема частини оболонки каната

Характер навантаження гумового елемента відповідає зсувному. Задача плоска. Переміщення в напрямку осі x задовольняють рівнянню Лапласа

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} = 0. \tag{5}$$

Рішення (5), як і в роботі [1] будемо шукати у формі

$$u = \sum_{m=1}^M A_m \frac{ch(q_m y)}{sh(q_m t/2)} \sin\left(q_m z + \frac{\pi}{2}\right) + T x + u_0, \tag{6}$$

де A_m – стала інтегрування, $q_m = \frac{\pi m}{b}$, T – рівномірно розподілене дотичне навантаження, u_0 – переміщення зразка, як жорсткого тіла.

Прийнята форма рішення задовольняє усім граничним умовам за винятком (3). Виконання останньої умови забезпечимо, визначивши невідомі сталі із системи алгебраїчних рівнянь, прийнявши значення величини M . Порядок системи рівнянь дорівнює кількості точок, що розташовані на поверхні гумового зразка, при поділі його по товщині b на M частин

$$A = \beta^{-1} \gamma, \quad \text{де} \tag{7}$$

$$\beta_{i,j} = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \frac{ch \left[q_m \left(\frac{t}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2} \right)^2 - \left(\frac{b}{2} - \frac{i+t_p}{M} b \right)^2} \right) M \right]}{sh \left(q_m \frac{tM}{2b} \right) q_m} + \left(\frac{i+t_p}{M} \right)^2 T \sin \left(q_m \left(i+t_p \right) + \frac{\pi}{2} \right); \quad (8)$$

$\gamma_j = 1$, t_p – номер точки, що відповідає точці, розташованій на поверхні гумового зразка, яка взаємодіє з тросом та для якої координата дорівнює $y = \frac{t}{2}$

Вираз для переміщень гумового зразка (6) та закон Гука дозволяють визначити дотичні напруження

$$x_z = G \sum_{m=1}^M A_m \frac{ch(q_m y)}{sh(q_m t/2)} \cos \left(q_m z + \frac{\pi}{2} \right) q_m + T; \quad (9)$$

$$y_z = G \sum_{m=1}^M A_m \frac{sh(q_m y) q_m}{sh(q_m t/2)} \sin \left(q_m z + \frac{\pi}{2} \right) \quad (10)$$

де G – модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки каната.

Отримані залежності становлять модель напружено-деформованого стану еластичної оболонки каната при його навантаженні дотичним зусиллям на приводному барабані, або при його деформаціях, викликаних тертям в опорах шківів поліспасти. Залежності побудовані для одиничного переміщення троса. дійствія.

При малій довжині дуги контакту каната та шківів, величина зсуву троса відносно поверхні барабана значно більша за деформації тросів внаслідок зміни величини їх навантаження на дузі контакту l . Вказане дозволяє вважати величину зсуву тросів відносно поверхні барабана незмінною на усій дузі.

Визначимо жорсткість на зсув частини каната шириною, що становить половину кроку укладання тросів, як значення інтегралу дотичних напружень на ділянці контракту каната та шківів одиничної довжини

$$C_1 = \int_0^{l/2} y_z dx.$$

Жорсткість оболонки каната на зсув на ділянці взаємодії з барабаном (шківом)

$$C_\tau = 2lM \int_0^{l/2} y_z dx \quad (11)$$

де l – довжина дуги контакту каната та шківів.

Робота сил деформування на ділянці взаємодії з барабаном (шківом) відбувається при зміні сили зсуву від нуля до максимуму. Гістерезисні явища, що відбуваються в матеріалі оболонки, значно перевищують такі явища в металевому канаті. Будемо вважати, що вони призводять до лінійної втрати енергії під час взаємодії каната з барабаном. Разом з корисною роботою затрачена енергія на переміщення каната становить

$$Q_\tau = \zeta_\tau \frac{(P_H - P_3)^2}{4l \int_0^{l/2} y_z dx} + (P_H - P_3)l, \quad (12)$$

де ζ_τ – коефіцієнт розсіювання енергії деформування еластичної оболонки каната при зсуві тросів відносно барабана (шківів), $\zeta_\tau < 1$.

Тоді коефіцієнт корисної дії на шківі тертя, з урахуванням виразу (10), становить

$$\eta_\tau = \frac{(P_H - P_3)l}{\zeta_\tau (P_H - P_3)^2 + (P_H - P_3)l} \quad (13)$$

$$4l \int_0^{l/2} G \sum_{m=1}^M A_m \frac{sh(q_m y) q_m}{sh(q_m t/2)} \sin \left(q_m z + \frac{\pi}{2} \right) dx$$

$$\eta_{\tau} = \left(\frac{\zeta(P_H - P_3)}{4l^2 \int_0^{l/2} G \sum_{m=1}^M A_m \frac{\operatorname{sh}(q_m y) q_m}{\operatorname{sh}(q_m t/2)} \sin\left(q_m z + \frac{\pi}{2}\right) dx} + 1 \right)^{-1} \quad (14)$$

При взаємодії каната з футерованим шківом закономірності деформування футерівки шківа залишаються незмінними. Вплив футерівки можна врахувати усереднивши властивості матеріалу оболонки каната та футерівки барабана, прийнявши осереднене значення модуля зсуву по Фойхту двох компонент з модулями зсуву матеріалу оболонки каната (G_1) та футерівки (G_2)

$$G = \varphi_1 G_1 + \varphi_2 G_2 + \dots, \quad (15)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \dots$ – відносні об'ємні складові компонентів в матеріалі.

Отримана залежність показує, що при малих довжинах дуг взаємодії каната зі шківом довжина суттєво впливає на коефіцієнт корисної дії шківа тертя підйомної машини. Зростання жорсткості еластичної оболонки каната призводить до зростання коефіцієнта корисної дії шківа.

Висновки. Створення підйомних машин з мінімальним передаточним числом редуктора, включно з безредукторними приводами, може бути здійснено шляхом комплексного вирішення питання застосування гумотросових канатів, армованих тросами малих діаметрів, застосування барабанів зменшеного діаметру (з малою дугою контакту барабана з тяговим органом підйомної машини) та системи поліспаств з плоским тяговим органом. Побудована модель взаємодії тросів – основних тягових елементів каната та барабана підйомної машини, шківів поліспаства, дозволяє визначати роботу сил деформування еластичної оболонки гумотросового каната. Модель враховує радіус шківа поліспаства, шківа підйомної машини зі шківом тертя, механічні характеристики матеріалу еластичної оболонки, її форму, залежну від конструкції каната та дозволяє оцінювати вплив вказаних параметрів на ефективність конструкції підйомної машини, зокрема коефіцієнту корисної дії.

Література:

- 1 Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Колосов А.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния резинотросового каната на участке перехода к трубчатой форме. Вестник ПНИПУ Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – № 12. – С. 48-55.