

УДК 622.673:539.4

Колосов Д.Л., д.т.н., доц., зав каф. механічної та біомедичної інженерії
Черниш П.В., асп., гр. 133А-20-2

(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ НЕЛІНІЙНОСТІ ЙОГО ДЕФОРМУВАННЯ

На підйомній машині вантаж утримується канатом, а капітальні споруди утримуються вантовим канатом. Його міцність, разом з іншими чинниками, впливає на рівень безпеки використання підйомної машини, експлуатації капітальної споруди. Композитний (гумотросовий) канат складено з елементів армування (тросів), що з'єднані еластомірною (гумовою) оболонкою. Вона захищає троси від агресивного впливу довкілля, механічного зносу в процесі взаємодії каната з елементами підйомного комплексу.

Методика визначення напруженого стану гумотросового каната з урахуванням механічних характеристик, конструкції каната та нелінійності деформування відсутня. Відсутність можливості визначати напружений стан канатів з урахуванням комплексу перерахованих чинників обмежує їх використання в підйомних машинах та як вантових канатів капітальних споруд. Розробка методики визначення напруженого стану каната дозволить розв'язати актуальну задачу підвищення безпеки використання гумотросових канатів на підйомних машинах та як вантових канатів капітальних споруд.

Гумотросовий канат – композитна конструкція. Аналіз напруженого стану гнучкого тягового органа з кінематичним зв'язком [1] наведено в роботі [2]. Розриви неперервності тросів мають місце в стикових з'єднаннях. В них усі троси мають розриви неперервності. В статті [3] зроблено аналіз схем з'єднань гумотросових стрічок. Дисертація [4] присвячена підвищенню надійності стикових з'єднань. В роботі [5] досліджено напружений стан такого з'єднання стрічки. В наведених роботах не враховано вплив нелінійного закону деформування тросів гумотросового каната на його напружено-деформований стан.

Розглянемо вплив нелінійної залежності модуля пружності від прикладеного зусилля. Відсутність опору деформуванню ушкодженого троса супроводжується перерозподілом внутрішніх сил навантаження поміж іншими (цілими) тросами. Відповідно до принципу Сен-Венана локальна зміна форми твердого тіла, як і прикладення зосередженого зусилля, призводить до локального перерозподілу сил в пружному тілі – в канаті. Суттєво зростають внутрішні сили навантаження тросів, суміжних з ушкодженим. Напруження в тросах, суміжних з ушкодженим, значно (до 60 – 40%) перевищують середні [2].

Відомо, що модуль пружності матеріалів залежить від сили навантаження, коли напруження в навантаженому зразку перевищують деяке значення – межу пружності. Відповідно нелінійне деформування тросів каната з нерівномірним розподілом сил поміж тросами можна змодельовати лінійним, в якому деформації розглядати незмінними, а максимальні сили приймати зменшеними пропорційно відношенню модуля пружності, що відповідає дійсному навантаженню до лінійного його значення.

Прийmemo, що система з M паралельних, жорстких на згин пружних стрижнів довжиною L взаємодіє через пружне неперервне середовище, в якому виникають дотичні напруження. Деформування відбувається в межах лінійного закону, j -тий трос має розрив неперервності на відстані l ($0 < l < L$) від перерізу закріплення тросів. Цим перерізом канат розділений на дві частини.

Закон зменшення внутрішніх сил навантаження максимально навантажених тросів
Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Молодь: наука та інновації»

задамо добутком рядів Фур'є в неперервних координатах на першій та другій частинах в інтервалах $0 \leq x \leq l$ та $l \leq x \leq L$ та в дискретних координатах номерів тросів, обмеженій їх кількістю. Таким чином модель деформованого стану та отримані залежності для випадку лінійного деформування каната залишаються незмінними [2]

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{P x}{E F} + \varepsilon, \quad (1)$$

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,2} e^{\beta_m x} + B_{m,2} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{P x}{E F} + \varepsilon_2, \quad (2)$$

де A_m, B_m, ε – невідомі сталі величини; M – кількість тросів в канаті; P – сила розтягу

троса; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \pm \sqrt{2 \frac{G b k_G}{h E F} (1 - \cos(\mu_m))}$; b – товщина каната; c – крок

розташування тросів в канаті; d – діаметр троса; G – модуль зсуву матеріалу гумової оболонки каната; k_G – коефіцієнт, що враховує форму перерізу гумової оболонки; h – мінімальна відстань поміж суміжними тросами каната; E, F – зведений модуль пружності на розтяг матеріалу тросів та площа їх поперечного перерізу.

Незмінними залишаються отримані з умов сумісного деформування співвідношення

$$A_{m,1} = A_{m,2} + \frac{\cos(\mu_m (j-0,5))}{M e^{\beta_m l}}, \quad B_{m,1} = B_{m,2} + \frac{\cos(\mu_m (j-0,5))}{M} e^{\beta_m l}. \quad (3)$$

Вираз $\varepsilon_2 = -\frac{1}{M}$ буде залежним від кількості ψ тросів, суміжних з ушкодженням

$$\varepsilon_2 = -\frac{\psi}{M}, \quad (4)$$

де M – кількість тросів в канаті, ψ – кількість тросів, суміжних з ушкодженням.

Вирази внутрішніх сил навантаження тросів запишемо в наступних формах

$$p_{i,1} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(\left(A_{m,2} + \frac{\cos(\mu_m (j-0,5))}{M e^{\beta_m l}} \right) e^{\beta_m x} - \left(B_{m,2} + \frac{\cos(\mu_m (j-0,5))}{M} e^{\beta_m l} \right) e^{-\beta_m x} \right) \beta_{m,k} - \left[- \sum_{k=0}^K C_{k,1} \cos\left(\frac{\pi k x}{l}\right) \left(\cos(\mu_m (j-1,5)) + \phi \cos(\mu_m (j+0,5)) \right) \right] \right] \cos(\mu_m (i-0,5)) + P, \quad (5)$$

$$p_{i,2} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{m,2} e^{\beta_m x} - B_{m,2} e^{-\beta_m x} \right) \beta_{m,k} - \left[- \sum_{k=0}^K C_{k,2} \cos\left(\frac{\pi k x}{L-l}\right) \left(\cos(\mu_m (j-1,5)) + \phi \cos(\mu_m (j+0,5)) \right) \right] \right] \cos(\mu_m (i-0,5)) + P, \quad (6)$$

де $C_{k,1}, C_{k,2}$ – коефіцієнти ряду Фур'є, що враховують відмінність лінійного модуля пружності троса від дійсного, залежного від навантаження; ϕ – коефіцієнт пропорційності зусиль навантаження $j+1$ -ого троса відносно $j-1$ -ого.

З умови рівності сил $p_{i,1} = p_{i,2}$ ($1 \leq i \leq M$) між коефіцієнтами має забезпечуватися умова рівності

$$\sum_{k=0}^K C_{k,1} \cos(\pi k) = \sum_{k=0}^K C_{k,2} \cos\left(\frac{\pi k l}{L-l}\right). \quad (7)$$

Величина коефіцієнту Q зміниться. Він визначатиметься наступною залежністю

$$Q = -P \left[\sum_{m=1}^{M-1} E F \left(\frac{M A_{m,2} e^{\beta_m l} + \cos(\mu_m(j-0,5)) - \beta_{m,k}}{-M B_{m,2} e^{-\beta_m l} - \cos(\mu_m(j-0,5))} \right) \frac{\beta_{m,k}}{M} \right]^{-1} \cos(\mu_m(j-0,5)) \cdot (8)$$

$$\left(- \sum_{k=0}^K C_{k,1} \cos(\pi k) \left(\frac{\cos(\mu_m(j-1,5)) + \phi \cos(\mu_m(j+0,5))}{+ \phi \cos(\mu_m(j+0,5))} \right) \right)$$

Відзначимо, що вираз (8) отримано для загального випадку, коли ушкоджено не крайній трос. Для ушкодженого крайнього (першого) троса у виразі (8) відсутній елемент $\cos(\mu_m(j-1,5))$. У разі ушкодження троса за номером M відсутній елемент $\phi \cos(\mu_m(j+0,5))$.

Коефіцієнт Q визначено з умови урахування різниці розподілів сил, визначених для умов лінійного деформування та з урахуванням нелінійного деформування. На нього мають бути помножені перші складові розподілу деформацій та сил.

Висновки. Відомі дослідження не дозволяють урахувати вплив нелінійності деформування каната на його напружено-деформований стан. Розроблена модель та алгоритм розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната довільної конструкції, з урахуванням нелінійного деформування тросів. Модель побудована методами механіки композитних матеріалів. Вона розв'язана аналітично в замкненому вигляді. Отриманий алгоритм можна вважати достатньо достовірним і таким, що дозволяє обґрунтовано визначати умови безпечного використання гумотросових канатів.

Перелік посилань

1. Бельмас, І.В., Білоус, О.І., Танцура, Г.І., Бобильова, І.Т. (2018). Зірочка. Патент № 117954 України F16H 55/17 (2006.01), F16H 55/12 (2006.01), F16H 55/16 (2006.01), F16H 55/30 (2006.01), F16H 7/02 (2006.01)). Заявник та патентовласник ДДТУ № а201609889, заявл. 26.09.2016 25.10.2018, бюл. № 20/2018
2. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Білоус, О.І., Бобильова, І.Т. (2019). Дослідження напруженого стану гнучкого тягового органу з кінематичним зв'язком. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні РТМЕ 2019», Івано-Франківськ – Яремче, 72-73.
3. Колосов, Л.В., Бельмас, І.В. (1990). Анализ схем стыковых соединений резиновых лент. *Известия вузов. Горный журнал*, (2), 83-85.
4. Левченя, Ж.Б. (2004). Повышение надежности стыковых соединений конвейерных лент на горнодобывающих предприятиях: На примере РУП "ПО "Беларуськалий": (диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.06).
5. Танцура, Г.І. (2010). *Гнучкі тягові органи в машинобудуванні. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок: монографія*. Дніпродзержинськ: ДДТУ - 127 с.