

ЛІТЕРАТУРА

1. Картавий А. Н. Обґрунтування основних параметрів крутопохиленого конвеєра с притискною стрічкою для кар'єрів з великими вантажопотоками : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.06. М., 2000. 21 с.
2. Педченко О. С. Математична модель підвісної конвеєрної стрічки на конвеєрі з вигином траси в вертикальній площині. *ГІАБ. М. : МГГУ. 2007. № 1. С 322-324.*
3. Бельмас І. В., Колосов Д. Л., Колосов О. Л. Дослідження напружено-деформованого стану гумотросового канату на ділянці переходу до трубчатої форми. *Вісник ПНПУ. Геологія. Нефтегазова і гірнича справа. 2014. № 12. С. 48-55.*
4. Волоховский В. Ю., Радін В. П., Рудяк М.Б. Концентрація зусиль в тросах и спроможність гумотросових конвеєрних стрічок з пошкодженнями. *Вістник МЕІ. 2010. № 5. С. 5-12.*
5. Бельмас І. В. Напружений стан гумотросові стрічки за довільного пошкодження тросів. *Проблеми машинобудування та надійності машин. 1993. № 6. С. 45-48.*
6. Belmas I., Kolosov D., Kolosov O., Onvshchenko S. Stress-strain state of a conveyor belt with cables of different rigidity and their breakages (Напружено-деформований стан конвеєрної стрічки з тросами різної жорсткості та з ушкодженнями). *Fundamental and applied researches in practice of leading scientific schools. 2018. Vol. 26, № 2. С 231-39.*

Надійшла до редколегії 09.09.2020.

УДК 622.673

DOI 10.31319/2519-2884.tm.2020.20

БЕЛЬМАС І.В., д.т.н., професор,
КОЛОСОВ Д.Л.*, д.т.н., доц.,
БІЛОУС О.І., к.т.н., доц.,
ТАНЦУРА Г.І., к.т.н., доц.
ГУПАЛО Ю.Ю., аспірантка

Дніпровський державний технічний університет
*Дніпровська політехніка

ВПЛИВ ДЕФЕКТУ ПРИЄДНАННЯ ВАНТОВОГО КАНАТУ НА ЙОГО НАПРУЖЕНИЙ СТАН

Вступ. Розвиток будівельної галузі супроводжується впровадженням нових технічних рішень та матеріалів, зокрема, структурно-вантових сталезалізобетонних елементів перекриття будівель [1] - спеціальних конструкції для перекриття будівельних споруд, виготовлених з декількох різних матеріалів. В такому покритті вантові канати з'єднані з сталезалізобетонними блоками. Ванти в таких спорудах мають бути максимально захищені від впливу довкілля та мати високу надійність. Захист від зовнішнього впливу можна забезпечити спеціальними покриттями. Підвищення надійності - шляхом резервування з використанням паралельно приєднаних додаткових елементів. Сумістити вказані способи покращення споживчих властивостей канату можна шляхом паралельного розташування в еластичній оболонці системи тросів. Такий багатотросовий вантовий канат має бути приєднаний до залізобетонного покриття. З'єднання будь яких деталей, конструктивних елементів неминуче супроводжується похибками виготовлення та складання.

Внаслідок похибок можливі наступні зміщення перерізу приєднання канату до конструкції. Зміщення перерізу приєднання канату вздовж та нормально до його осі, поворот навколо осі канату (скручування), його згин в площині канату. Зміщення

вздовж осі канату, поворот навколо його осі призводять до рівномірно розподілених до довжини канату деформацій. Довжини канатів значно перевищують переміщення перерізу приєднання канату і, практично, не впливають на його напружено-деформований стан. Зміщення перерізу приєднання вантового канату в напрямку нормального до його осі, поворот перерізу супроводжуються взаємними зміщеннями тросів в канаті. Згідно принципу Сен-Венана, такі переміщення призводять до локального збурення напружень та переміщень і не залежать від довжини канату. Визначення допустимих відхилень вузлів приєднання вантового канату до блоків перекриття будівельних споруд актуальна задача. Її розв'язання дозволить забезпечувати умову міцності та безпеки використання будівельних конструкцій.

Постановка задачі. З умови мінімізації маси канату, троси в його перерізі мають бути розташовані регулярно (з незмінним кроком) в обох ортогональних напрямках. Обґрунтуванню двошарового розташування тросів в канаті присвячена дисертація [2]. Дослідженню гумотросових тягових органів з ушкодженнями тросів присвячена робота [3]. Вплив конструктивних параметрів, стану елементів машини на напружений стан тягового органу досліджено в статтях [4 - 7].

Дослідження похибки пов'язаної з поворотом вузла кріплення не приводилися. Допустима похибка з умови міцності не визначалася. Виходячи з цього встановимо характер впливу похибки приєднання вантового канату на його напружено деформований стан. Побудуємо та розв'яжемо модель взаємодії тросів канату з урахуванням його конструкції та дефекту приєднання канату до машини (споруди). Уточнімо механізм впливу похибок приєднання канату до споруд на його напружено-деформований стан. Отримані результати надають можливість враховувати вплив дефектів складання або зміни умов приєднання канату в процесі експлуатації на його напружений стан, що сприятиме підвищенню безпеки його використання.

Результати роботи. В перерізі вантового канату можна виділити шари тросів. Кількість шарів вантового канату квадратного перерізу дорівнює кількості тросів в ньому. Поворот вузла приєднання багатошарового вантового канату супроводжується поворотом площини розташування кінців тросів. Деформації усіх шарів однакові. Розглянемо деформації тросів одного шару тросів. Вузол приєднання канату фіксує переріз канату. В наслідок похибки лінія розташування центрів перерізів тросів шару канату пряма до повороту пристрою залишається прямою після повороту.

Приймемо ряд спрощень. Будемо вважати що центри тросів шарнірно з'єднані з деталлю до якої канат приєднано. Врахуємо що жорсткість тросу на розтяг значно більша ніж жорсткість гуми розташованої поміж тросами. Нею знехтуємо. Знехтуємо масою вантового канату - вона мала. Канат сприймає навантаження паралельні тросам. Нормальними переміщеннями тросів знехтуємо. Приймемо що прошарки еластичного матеріалу розташованого поміж тросами сприймають лише напруження зсуву. Останні пропорційні коефіцієнтам їх форми. Деформації тросів та гуми прямо пропорційні напруженням. Кількість тросів в шарі канату приймемо рівною M . Спрямуємо вздовж канату вісь x .

Врахуємо прийняті припущення, умови взаємодії тросів [3]. Останні дозволяють застосувати наступні вирази для визначення внутрішніх сил навантаження тросів та їх переміщень в складі шару тросів вантового канату.

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) + D \quad (1)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{D}{E F} \delta + \chi, \quad (2)$$

де A_m, B_m, χ - сталі величини; E, F - приведений модуль пружності троса та площа його перерізу; P - зусилля, що припадає на трос; i - номер шару ($1 \leq i < M$); $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$;

$$\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{h E F} (1 - \cos(\mu_m))}; \quad b - \text{товщина шару канату}; \quad h - \text{відстань поміж тросами};$$

k_G - коефіцієнт форми еластичного матеріалу розташованого поміж тросами шару; G - модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки канату.

Довжину канату приймемо рівною L . Початок осі розташуємо по середині канату. Будемо вважати що кінці його тросів розташовані на прямій нахилений до осі x . Кут нахилу обох країв за абсолютними значеннями рині - відповідають максимально допустимому куту. Тангенс допустимого кута γ . Гранична (кінематична) умова.

$$\text{Коли } x = \pm \frac{L}{2}$$

$$u_i = \pm \gamma \left(i - \frac{M}{2} \right) (h + d). \quad (3)$$

Задамо (3) як функцію переміщень кінців тросів на дискретній осі їх номерів.

$$u_i = \pm \gamma (h + d) \frac{2}{M-1} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) \cos(\mu_m (i-0,5)). \quad (4)$$

Підставимо (4) в (2). Отримаємо вирази для визначення деяких сталих величин.

$$A_m = \pm \gamma (h + d) \frac{2e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}{(M-1)} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) - B_m e^{-\beta_m L},$$

$$\chi = -\frac{D L}{2 E F}.$$

Скористаємося значеннями визначених сталих величин. Запишемо (1) та (2) наступним чином.

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(\pm \gamma (h + d) \frac{2e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}{(M-1)} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) e^{\beta_m x} \right) \times \right. \\ \left. - B_m (e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x}) \right) + D, \quad (5)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(\pm \gamma (h + d) \frac{2 e^{\beta_m x}}{(M-1) e^{\beta_m \frac{L}{2}}} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) + \right) \times \right. \\ \left. + B_m (e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x}) \right) \times \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{D \left(\delta - \frac{L}{2} \right)}{E F}. \quad (6)$$

Деформування перерізу $x=0$ будуть залежати від сполучення знаків напрямку нахилу кінців тросів країв канату. Можливі два варіанти. У разі протилежних напрямів поворотів кінців приєднання вантового канату нормальний до навантаження переріз вантового канату залишається плоским і після навантаження. Цьому випадку відповідає наступна умова.

Коли $x=0$

$$u_i = const. \quad (7)$$

У випадку однакових напрямів поворотів обох кінців канату маємо умову.
Коли $x=0$

$$p_i = const. \quad (8)$$

Підставимо (6) в (7) знайдемо.

$$B_m = \mp \frac{2 \gamma (h+d) \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5))}{(M-1)(1-e^{-\beta_m L}) e^{\beta_m \frac{L}{2}}}. \quad (9)$$

Відповідно, вирази (5) та (6) набувають наступних форм.

$$p_i = \pm 2 \gamma E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left(e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1-e^{-\beta_m L})} \right) \times \left(\sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \times \right. \\ \left. \times \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) \right) + D, \quad (10)$$

$$u_i = \pm 2 \gamma \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \left(e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1-e^{-\beta_m L})} \right) \times \left(\sum_{j=1}^M j \frac{\cos(\mu_m (j-0,5))}{e^{\beta_m \frac{L}{2}}} \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (i-0,5)) \right) + \frac{D \left(\delta - \frac{L}{2} \right)}{E F}. \quad (11)$$

В результаті підстановки (5) у (8) маємо.

$$B_m = \mp \gamma (h+d) \frac{2 \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5))}{(M-1)(1+e^{-\beta_m L}) e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}. \quad (12)$$

Співставлення (9) та (12) показує, що за різних граничних умов значення вектору B_m , що визначене за виразом (12) менше ніж визначене вище за (9) значення того самого вектору. Відповідно, за абсолютними значеннями, переміщення тросів та сили їх навантаження більші за граничної умови (7). Дефекти приєднання вантового канату спричиняють локальне збурення напружено-деформованого стану. Екстремальних значень напруження набувають в перерізі дії чинника що спричинив збурення. Таким чинником є подовження тросів. Найбільше подовження мають крайні троси шарів.

Це дозволяє зробити висновок, що протилежні напрями поворотів перерізів канату більш небезпечні. Найбільш навантажені крайні троси. Для крайнього (першого) троса і визначимо допустимий тангенс повороту $[\gamma]$ кінця вантового канату з умови міцності тросів канату та еластичного прошарку. Знак напрямку повороту опустимо тому що обираємо допустиме за абсолютним значенням відхилення.

$$[\gamma] \leq \frac{[P] - D}{2E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left(\left(\sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) + \frac{2}{(1-e^{-\beta_m L})} \right) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \times \right.}, \quad (13)$$

$$\left. \times e^{\beta_m \frac{L}{2}} \beta_m \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \right)$$

$$[\gamma] \leq \frac{[\Delta](M-1)}{2 \sum_{m=1}^{M-1} \left(\sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) \left(\cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) - \cos\left(\frac{3\mu_m}{2}\right) \right) \right)}, \quad (14)$$

де $[P]$ - допустиме навантаження на один трос канату, $[\Delta]$ - допустиме переміщення в напрямку нормальному до осі вантового канату (зсув) еластичного матеріалу розташованого поміж тросами.

Висновки. Методом механіки шаруватих композитних матеріалів побудована модель, в замкненій формі побудовані рішення, встановлено впливу на напружено деформований стан вантового канату дефектів його приєднання до покриття. Сформульовані вирази для визначення допустимого повороту перерізу приєднання канату до машини, споруди. Уточнено механізм впливу характеру приєднання канату машин та споруд на його напружено деформований стан.

Кут повороту приєднання канату до споруди впливає на його напружено деформований стан. Протилежні напрями поворотів перерізів канату в наслідок похибок виготовлення більш небезпечні. Отримані результати надають можливість визначати допустиму похибку приєднання кінця канату до елементу машини, споруди та підвищити безпеку його використання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гасій Г. М. Основи формотворення і проектування просторових покриттів із структурно-вантових сталезалізобетонних конструкцій. *Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия : Создание высокотехнологических экокомплексов в Украине на основе концепции сбалансированного (устойчивого) развития*. 2016. Вып. 87. С. 48-53.
2. Колосов Д. Л. Обґрунтування параметрів та конструкцій двошарових гумотросових конвеєрних стрічок для гірничих підприємств: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.06. Дніпропетровськ, 2002. 164 с.
3. Бельмас И. В. Напряженное состояние резинотросовой ленты при произвольном повреждении тросов. *Проблемы прочности и надежности машин*. 1993. № 6. С. 45-48.
4. Бельмас І. В., Колосов Д. Л., Білоус О. І. Взаємодія гумотросового канату з приводним барабаном. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2018. Тематичний випуск. Машини і пластична деформація металу. С. 168-173.
5. Бельмас І. В., Колосов Д. Л. Розподіл зусиль в причепному пристрої плоского тягового органу. *Математичне моделювання. Науковий журнал*. 2008. № 1(18). С. 33-35.
6. Напряженное состояние плоской резинотросовой ленты на барабане подъемно-транспортной машины / І. В. Бельмас та ін. *Університет енкактері. Труды Карагандинского технического университета*. 2013. № 3. С. 75-77.
7. Belmas I., Kolosov D., Dolgov O., Tantsura G. The stress-strain state of the flat rope of hoisting engine with considering their technical state (Напружено-деформований стан плоского канату підйомної машини з урахуванням її технічного стану). *Innovations*

УДК 669.013.002.5:539.4

DOI 10.31319/2519-2884.tm.2020.21

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ГРИЩЕНКО Д.І., аспірант
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., доцент
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАСШТАБНОЇ МОДЕЛІ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ

Вступ. Оскільки результати, отримані в теоретичному дослідженні зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою [1, 2], носять принципово важливий характер, а деякі параметри розроблених математичних моделей можна установити лише експериментальним шляхом [3–5], постає задача експериментального дослідження прототипу зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою – відповідної масштабної моделі вантажопідйомністю 500 кг.

Постановка задачі. У розроблених математичних моделях отримані розрахункові навантаження на лонжерони у вертикальній площині, на поперечину рами у поздовжній та поперечній площинах, розкритий механізм формування навантажень на лонжерони з боку вузлів підвіски, опорних ложементів. Ці навантаження необхідно визначити експериментально, перевірити на адекватність математичні моделі, розрахункові схеми в умовах, максимально наближених до технологічних. Звідки безпосередньо витікає мета роботи, яка полягає в експериментальному обґрунтуванні динамічних навантажень на бугельну несучу систему зчленованого контейнеровоза на пневмоколісному ході в умовах технологічних перевезень на металургійному виробництві.

Результати роботи. У практиці експериментальних досліджень напружено-деформованого стану силових елементів конструкцій, у тому числі випробувань на міцність, найбільш широке розповсюдження отримав електротензометричний метод [6, 7], який успішно фіксує як статичні, так і динамічні процеси. Тензометрична апаратура при дослідженні режимів навантаження несучих систем в умовах технологічних перевезень зазнає вібрацію, трясіння. До неї пред'являються серйозні вимоги, в тому числі: віброізоляція та вібростійкість, коли надійність і працездатність апаратури мають зберігатися впритул до п'ятнадцятикратного переобтяження; живлення усіх приладів має здійснюватися від джерел електричного струму, які містяться на борту машини, яка підлягає дослідженню; компоновка і монтаж тензометричної апаратури мають бути простими і доступними, щоб забезпечити її установлення з мінімальними затратами часу; стосовно зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою місце оператора має бути надійно захищено з позицій техніки безпеки; електричний струм, який споживається апаратурою, не повинен перевищувати 5А; тензометрична апаратура має бути надійно захищена від бруду, вологи, пилу.

Для проведення експериментального дослідження залучається стандартна тензометрична апаратура, яка задовольняє перелічені вище вимоги, а саме: підсилювач «Топаз 3» і осцилограф К12-22 [6].