

УДК 622.673+539.4

© І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура

## **НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН БЕЗСТИКОВОЇ СТРІЧКИ КОНВЕЄРНОГО ЖИВИЛЬНИКА**

© I. Belmas, D. Kolosov, G. Tantsura

### **THE STRESS-STRAIN STATE OF THE JOINTLESS BELT OF THE CONVEYOR FEEDER**

Отримано аналітичні залежності з визначення напружено-деформованого стану кільцевої конвеєрної стрічки, яка складається з еластичної оболонки, армованої жорстким елементом у формі гвинтової лінії. Встановлено основні особливості напружено-деформованого стану безстикової стрічки. Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

Получены аналитические зависимости для определения напряженно-деформированного состояния кольцевой конвейерной ленты, состоящей из эластичной оболочки, армированной жестким элементом в форме винтовой линии. Установлены основные особенности напряженно-деформированного состояния безстыковой ленты. Полученные результаты могут быть использованы в инженерной практике при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин с гибкими тягово-несущими органами.

**Вступ.** Значну кількість машин в гірничо-металургійному виробництві обладнано живильниками. Вони забезпечують дозовану подачу сировини. Зупинка живильника призводить до зупинки машини. Найменш надійним елементом живильника конвеєрного типу є стикове з'єднання стрічки. Стикове з'єднання забезпечує стрічці замкнену форму. Надійність та термін роботи з'єднань значно менші за надійність та термін роботи стрічки [1, 2]. Запровадження стрічки живильника без стикового з'єднання усуне такий недолік робочого органу живильника.

Живильники мають незначну довжину. Їх обладнують гумотканинною або гумотросовою стрічкою. Гумотросові стрічки мають більшу жорсткість на розтяг. Пристрій натягнення гумотросової стрічки простіший. Виконані стикові з'єднання мають значну довжину. Створення стрічки живильника без стикового з'єднання вимагає розробки нової схеми укладання тросу її армування та методу розрахунку.

**Стан питання та постановка задачі дослідження.** В перерізах стикових з'єднань гумотросових стрічок кількість тросів, як правило, більша ніж в стрічці, а міцність менша. Це викликано нерівномірним розподілом сил поміж тросами. Нерівномірний розподіл сил є наслідком прояву крайових ефектів в областях початку та закінчення тросів в стиковому з'єднанні. Зменшення джерел прояву крайових ефектів зменшує нерівномірність розподілу напружень в з'єднанні. Розрив троса стрічки також є джерелом збурення напружено-

деформованого стану. В роботах [3, 4] розроблено метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната з розірваним тросом на барабані з криволінійною твірною.

Виконаний огляд показав, що наявність стикового з'єднання зменшує міцність стрічки, як елемента конвеєра. Конструкція стрічки без стикового з'єднання з мінімальною кількістю кінців тросів не розроблена. Не досліджено вплив розривів тросу в області збурення напружень. Тому встановлення напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника для обґрунтування її конструктивних та експлуатаційних параметрів, є **актуальною науково-технічною задачею**.

**Основний зміст роботи.** Найменша кількість кінців тросів в стрічці дорівнює двом. Забезпечити достатню міцність стрічки без стикового з'єднання можливо шляхом укладання троса по гвинтовій лінії. Кількість кінців тросів буде мінімальною та становитиме два. Для розробки методу розрахунку такої конструкції стрічки живильника з ушкодженим тросом побудуємо та дослідимо модель взаємодії витків троса в ній.

Розглянемо стрічку значної довжини, в якій має місце зміна кількості витків троса та розрив одного з витків. Найнебезпечнішим випадком слід вважати розташування розриву в перерізі закінчення троса, укладеного в безстикову стрічку за гвинтовою лінією. Відповідно, поставимо задачу визначення напружено-деформованого стану такої стрічки. Прийmemo, що в перерізі закінчення троса армування стрічки ушкоджено  $q$ -тий виток.

Умовно розділимо стрічку на два відрізки. Прийmemo, що стрічка навантажена силою  $P$ . В перерізі закінчення або початку троса мають місце наступні граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків

а) якщо  $x = 0$

$$P_{M+1}^{[1]} = 0, \quad p_q^{[1]} = 0, \quad u_q^{[1]} - u_q^{[2]} = U, \quad (1)$$

$$p_i^{[1]} = p_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M), \quad p_k^{[1]} = 0; \quad u_i^{[1]} = u_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M, i \neq q); \quad (2)$$

б) на значній відстані від перерізу  $x = 0$

$$x \rightarrow -\infty \quad p_i^{[1]} = p_{i\pm 1}^{[1]} \quad u_i^{[1]} = u_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad p_i^{[2]} = p_{i\pm 1}^{[2]} \quad u_i^{[2]} = u_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (3)$$

Наведені умови (1) – (3) відтворюють наступні особливості навантаження витків троса в стрічці. В перерізі  $x = 0$  зусилля розтягу в крайньому  $(M + 1)$  витку троса першого відрізка дорівнює нулю (1). Ця умова є граничною. В цьому ж перерізі умова сумісності деформування неушкоджених витків троса полягає в тому, що зусилля розтягу витків троса та їх переміщення попарно збігаються (2).

Відповідно до поставленої задачі, у вказаному перерізі ушкоджено виток троса з номером  $q$ . Навантаження країв цього витка відсутні. Обидві сили їх розтягу також дорівнюють нулю (1). Ушкодження є внутрішнім чинником. Але поділ стрічки на два відрізка внутрішнє ушкодження перевів у стан граничної умови. В процесі навантаження стрічки поміж краями ушкодженого витка тро-

са утворюється невідомий зазор  $U$ . Значення зазору може бути знайдене з умови  $p_q^{[1]} = 0$ .

Гранична умова навантаження стрічки, як суцільного об'єкту, базується на принципі Сен-Венана про локальність впливу локальних змін навантажень, форми деталі. Врахуємо умови (3) та скористаємося моделлю взаємодії тросів гупотросової стрічки [3, 4]. Запишемо переміщення витків троса в частині з більшою та меншою їх кількістю

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^{M+1} A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos\left(\mu_m^{[1]}(i-0.5)\right) + \frac{Px}{(M+1)EF} + a_1, \quad (4)$$

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^M B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos\left(\mu_m^{[2]}(i-0.5)\right) + \frac{Px}{MEF} + a_2, \quad (5)$$

де  $\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M+1}$ ;  $\mu_m^{[2]} = \frac{\pi m}{M}$ ;  $\beta_m^{[1]} = \sqrt{\frac{2Gdk_G \left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}\right)\right)}{hEF}}$ ;

$$\beta_m^{[2]} = \sqrt{\frac{2Gdk_G \left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right)}{hEF}}; \quad A_m, B_m, a_1, a_2 - \text{невідомі сталі}; \quad i = 1, 2, \dots, M;$$

$u$  – переміщення перерізу витка троса вздовж осі  $x$ ;  $k_G$  – коефіцієнт, що враховує вплив форми матеріалу еластичної оболонки поміж витками на жорсткість еластичної оболонки на зсув;  $d$  – діаметр троса;  $G$  – модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки;  $h$  – відстані поміж елементами армування;  $E$  – приведенний модуль пружності тросу на розтяг;  $F$  – площа поперечного перерізу тросу;  $P$  – сила розтягу гілки пасу.

Внутрішні сили навантаження витків тросу для прийнятих форм переміщень становлять

$$p_i^{[1]} = \sum_{m=1}^{M+1} A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos\left(\mu_m^{[1]}(i-0.5)\right) \beta_m^{[1]} x EF + \frac{P}{(M+1)}, \quad (6)$$

$$p_i^{[2]} = \sum_{m=1}^M -B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos\left(\mu_m^{[2]}(i-0.5)\right) \beta_m^{[2]} EF + \frac{Px}{M}. \quad (7)$$

Підставимо прийняті рішення в граничні умови та умови сумісності деформування двох відрізків. Невідомий зазор поміж краями розірваного витка елемента армування задамо рядом Фур'є на відрізку дискретної осі

$$f(U) = \left[ \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \cos\left(\mu_m^{[2]}(q-0.5)\right) \cos\left(\mu_m^{[2]}(i-0.5)\right) + \frac{1}{M} \right]. \quad (8)$$

З наведеного виразу видно, що величина зазору, прийнята у вигляді розривної функції, залежить від номера троса. При цьому

$$f(U) = \begin{cases} 0 & (i \neq q) \\ U & (i = q) \end{cases}$$

Тобто вона задовольняє умові рівності переміщень елементів армування на межі суміжних ділянок – першого та другого, за винятком ушкодженого витка.

Враховуючи наведене, підставимо вирази (4) – (7) в умови (1) та (2). Отримаємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\left\{ \begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M+1} A_m \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) - \sum_{m=1}^M B_m \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + a_1 - a_2 = \\ & = U \left[ \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \cos(\mu_m^{[2]}(q-0.5)) \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) - \frac{1}{M} \right], \quad (1 \leq i \leq M) \\ & \sum_{m=1}^{M+1} A_m \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) \beta_m^{[1]} + \sum_{m=1}^M B_m \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) \beta_m = \frac{P}{MEF} - \frac{P}{(M+1)EF}, \quad (9) \\ & \sum_{m=1}^{M+1} A_m \cos(\mu_m^{[1]}(q-0.5)) \beta_m^{[1]} = -\frac{P}{(M+1)EF}, \\ & \sum_{m=1}^{M+1} A_m \cos(\mu_m^{[1]}(M+0.5)) \beta_m^{[1]} = -\frac{P}{(M+1)EF}. \end{aligned} \right.$$

Скористаємося системою рівнянь (9). Визначимо невідомі сталі, величину зазору поміж краями ушкодженого витка тросу  $U$  та розподіл зусиль поміж витками тросу стрічки з ушкодженням в перерізі закінчення (початку) троса. При цьому будемо вважати, що середнє навантаження на кожен виток троса першої ділянки дорівнює одиниці. Це дозволяє отримати розподіл сил, який збігається з розподілом коефіцієнтів нерівномірності їх навантаження.

Визначимо розподіл коефіцієнтів з умови кількості витків  $M = 7$  та ушкодження в перерізі витку під номером  $q = 2$ . Відзначимо, зусилля у відсутньому крайньому витку другої ділянки показано рівним нулю, умовно. Графік побудовано залежно від довжини (координати  $x$ ) та номера витка троса  $i$  (рис. 1).

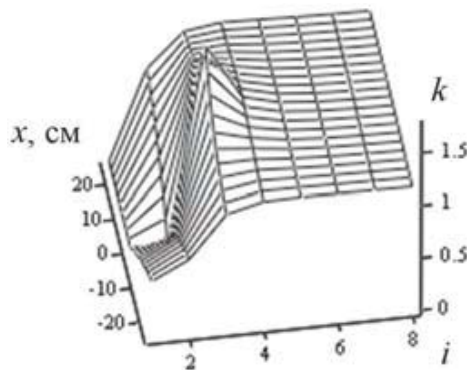


Рис. 1. Графік розподілу коефіцієнтів нерівномірності навантажень елементів армування  $i$  для випадку  $M = 7$  при ушкодженому витку, розташованому поряд з початком троса

На рисунках 2 та 3 наведені розподіли переміщень витків троса та тангенсів кутів зсуву матеріалу еластичної оболонки нескінченної стрічки значної довжини для тих самих умов, що прийняті для рисунку 1.

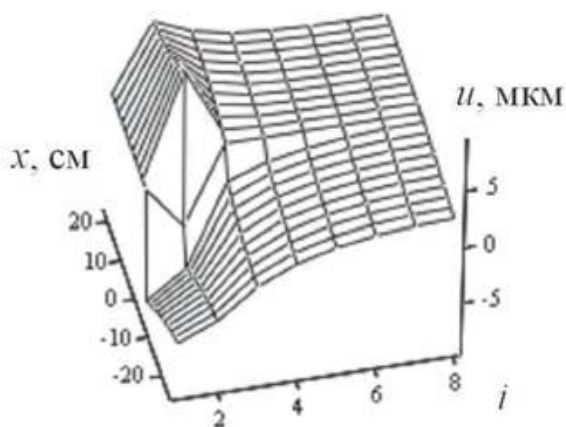


Рис. 2. Графік переміщень  $u$  витків троса  $i$  вздовж осі  $x$  в області початку троса при ушкодженому суміжному з ним витку

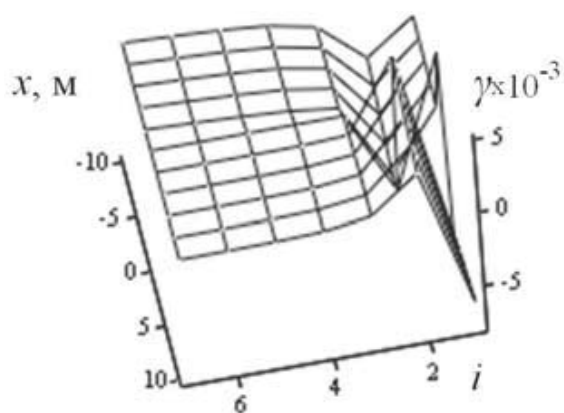


Рис. 3. Розподіл тангенсів кутів зсуву матеріалу еластичної оболонки нескінченної стрічки значної довжини, розташованого поміж витками троса з ушкодженням

Наведені графіки свідчать, що розрив витка троса стрічки з розташуванням кінців троса у протилежних перерізах стрічки, призводить до суттєвого зростання нерівномірності розподілу зусиль поміж витками по його довжині. Як і можна було передбачити, максимально навантаженим є цілий виток троса, розташований поряд з ушкодженим. Максимальне значення коефіцієнта навантаження  $k$  становить 1,852. Воно перевищує в 1,3 рази відповідний показник для стрічки без ушкодження троса.

Максимальне значення коефіцієнта концентрації позначимо літерою  $K$ . Під коефіцієнтом концентрації розуміється відношення діючого навантаження до середнього. В перерізі закінчення троса стрічки значної довжин, в загальному випадку, кількість витків троса змінюється на одиницю. Середнє зусилля в перерізах, розташованих по обидва боки від перерізу закінчення троса, різне. Різні і середні навантаження витків стрічки. На рисунку 4 показані максимальні значення коефіцієнта концентрації, визначені по обидва боки від перерізу закінчення (початку) троса.

Відповідно до рисунка 4, максимальні значення коефіцієнта концентрації навантаження становлять 3 (крива 1) та 2 (крива 2). Ці значення відповідають кількості витків троса  $M = 2$ . Розрив одного витка зменшує кількість цілих витків до одного. Крива 1 описує випадок загальної кількості витків троса в перерізі, яка дорівнює трьом. Максимальне значення, що відповідає першій кривій, становить 3. На іншій ділянці кількість витків два. Зменшення кількості елементів до одного відповідає подвійному зростанню навантаження на один виток. Такий механізм перерозподілу сил відтворено на рисунку кривими 1 та 2. Оскільки міцність стрічки в місці переходу розраховується по меншій кількості

елементів армування, то при розрахунку міцності стрічки з ушкодженими елементами армування слід враховувати значення, визначені кривою 2.

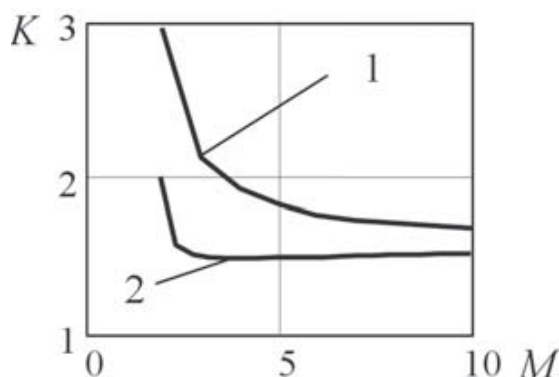


Рис. 4. Графіки залежності коефіцієнтів концентрації навантаження елементів армування  $K$  від кількості витків троса  $M$ : 1 – за середнє значення зусиль прийняте навантаження у витках на відрізьку з більшою кількістю витків елементів армування; 2 – за середнє значення зусиль прийняте навантаження у витках на відрізьку з меншою кількістю витків елементів армування

Графік показує також і те, що суттєве зменшення коефіцієнтів концентрації навантаження витків елемента армування, як і у випадку стрічки без пошкоджених витків, має місце при зростанні кількості витків троса  $M$  до п'яти - шести.

Більш небезпечним при експлуатації стрічки значної довжини є випадок ушкодження витка троса, ближнього до краю стрічки. Вказане зумовлено збільшенням чинників, що викликають концентрацію напружень. Ушкодження витків троса стрічки в процесі її використання можливе. Врахуємо цей вплив збільшенням запасу міцності стрічки. Величину збільшення коефіцієнту запасу міцності визначимо за наступною залежністю

$$K = \frac{M}{P} \sum_{m=1}^M -B_m \beta_m^{[2]} \cos\left(\pi m \left(1 - \frac{1}{2M}\right)\right) E F + 1. \quad (10)$$

Залежність (10) враховує можливість пориву витка найближчого до кінця троса.

**Висновки.** Побудовані фізична та розрахункові моделі дозволили встановити аналітичні залежності, що описують напружено-деформований стан кільцевої стрічки, яка складається з еластичної оболонки, армованої жорстким елементом у формі гвинтової лінії. Встановлено основні особливості такого стану, зокрема:

- суттєві зміни напружено-деформованого стану мають місце в областях закінчень троса;

- кількість витків та довжина стрічки несуттєво впливають на напружений стан троса в перерізах, віддалених від перерізу розташування його кінців;

- для стрічок значної довжини та (або) значної кількості тягових елементів не є обов'язковим забезпечення розташування кінців троса в одному перерізі;

- більш небезпечним при експлуатації стрічки значної довжини є випадок ушкодження витка троса, ближнього до краю стрічки.

Розв'язання задачі з визначення напружено-деформованого стану стрічки з малою кількістю витків виконано аналітично із використанням основних положень й методів опору матеріалів та теорії пружності. Отримані результати роботи збігаються із загальними уявленнями щодо механізму формування та перерозподілу напружено-деформованого стану армованих композитних матеріалів, що свідчить про їх достовірність та можливість використання в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

#### Перелік посилань

1. Прушак В.Я. Численная оценка долговечности соединений резинотросовых конвейерных лент / В.Я. Прушак, О.Л. Миранович // Вестник БНТУ. – 2008. – № 1. – С. 35-38.
2. Волоховский В.Ю. Концентрация усилий в тросах и несущая способность резинотросовых конвейерных лент с повреждениями / В.Ю. Волоховский, В.П. Радин, М.Б. Рудяк // Вестник МЭИ. – 2010. – № 5. – С. 5-12.
3. Бельмас І.В. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією барабана підйомної машини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Збірник наукових праць НГУ. – 2017. – № 50. – С. 163-170.
4. Бельмас І.В. Вплив поривів елементів армування на міцність плоского тягового органу / І.В. Бельмас, І.Т. Бобильова // Les problemes contemporains de la technosphere et de la formation des cadres d'ingenieurs. VI Conference internationale scientifique et methodique – Donetsk, 2012. – P. 88-91.

#### ABSTRACT

**Purpose.** To determine the stress-strain state of the jointless belt of the conveyor feeder taking into account the influence of cable breaks in the area of local stresses disturbance.

**The method** of research is an analytical solution of equations describing the stress-strain state of layered structure.

**Findings.** Obtained analytical dependences for determining the stress-strain state of the ring conveyor belt which consists of an elastic shell reinforced with a rigid element in the form of a screw line.

**The originality** is to establish the previously unknown mathematical dependencies of a stress-strain state for the jointless belt of the conveyor feeder.

**Practical use.** The results may be taken into account in engineering practice when designing and operating lifting and transport machines with flexible pulling bodies.

**Keywords:** *conveyor feeder, jointless belt, cable breaks, stress-strain state, and analytical dependences.*