

УДК 622.647.2

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРУЧЕННЯ ЛІНІЙНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБЧАСТОГО
КОНВЕЄРА****¹Кірія Р.В., ¹Ларіонов Г.І., ¹Ларіонов М.Г.**¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРУЧЕНИЯ ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ
ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА****¹Кирия Р.В., ¹Ларионов Г.И., ¹Ларионов Н.Г.**¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины**MATHEMATIC MODEL OF THE BELT LINEAR SECTOR TWISTING IN
TUBULAR CONVEYOR****¹Kiriya R.V., ¹Larionov G.I., ¹Larionov M.G.**¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine

Анотація. Основним недоліком трубчастих конвеєрів (ТК) при застосуванні в умовах вугільних шахт, як свідчить практика, є втрата стійкості кругової форми поперечного перерізу стрічки. Вона призводить не тільки до просипів вантажу, але й до нерозрахункових взаємодій з роликкооперами ТК. В результаті такої взаємодії найчастіше спостерігались повздовжні розрізи стрічки і, як наслідок, неможливість її подальшої експлуатації. Відсутність математичної моделі процесу втрати стійкості форми поперечного перерізу стрічки, враховуючи складний характер вихідних рівнянь пружних оболонок, не дозволила належним чином дослідити цю проблему. Використання машинних методів розрахунку ТК не в змозі визначити умови, за яких поперечний переріз стрічки втрачає кругову форму, про що свідчить відсутність публікацій з цього приводу. Головним інструментом для забезпечення стійкості є використання досвіду застосування конструктивних рішень при проектуванні става та роликкоопор. Таким чином, розробка математичної моделі напружено-деформованого стану стрічки ТК при несиметричному розподілі вантажу по поперечному перерізу стрічки для вивчення умов втрати стійкості стану та впливу на неї конструктивних параметрів є актуальною науковою задачею.

Основна ідея отримання математичної моделі напружено-деформованого стану полягає у використанні особливостей навантаження пружної оболонки з метою спрощення вихідної системи рівнянь, отримання розв'язку та дослідження і обґрунтування параметрів ТК з врахуванням фізико-механічних властивостей стрічки, що забезпечують стійкість поперечного перерізу стрічки за її рухом по роликкооперам. Для вирішення цієї задачі визначено крутні моменти та величину крутки стрічки ТК кругової форми поперечного перерізу за несиметричного розташування вантажу по перерізу та досліджено їх вплив на величину моменту та кута закручування. Для визначення крутних моментів та величини крутки стрічки ТК кругової форми поперечного перерізу за несиметричного розташування вантажу по її перерізу розглянуто пружну циліндричну оболонку, отриману згортанням конвеєрної стрічки до отримання кругової замкнутої форми поперечного перерізу.

Підхід С.П. Тимошенко до моделювання процесу скручування поперечного перерізу стрічки ТК між його роликкооперами дозволив аргументовано спростити вихідні рівняння та отримати аналітичний розв'язок. Наявність аналітичного розв'язку дозволило виконати моделювання процесу скручування в умовах нерівномірного завантаження поперечного перерізу стрічки ТК. Отримані результати з визначення крутки стрічки є важливим чинником при виборі конструктивних параметрів для боротьби з втратою стійкості стрічки при її русі по роликкооперах ТК.

Ключові слова: трубчастий стрічковий конвеєр, напружено-деформований стан, загальні рівняння пружної оболонки, спрощення, аналітичний розв'язок, крутка, втрата стійкості.

Актуальність. Вимоги до екології весь час зростають, і це має пряме відношення до транспортування сипучих вантажів. У зв'язку з цим розповсюдження набувають трубчасті стрічкові конвеєри (ТСК). Основними їх розробниками і одночасно розповсюджувачами є великі фірми з потужними розрахунко-

вими відділами. Однак відсутність спрощених процедур розрахунку стрічки конвеєра є основною перешкодою до поширення його застосувань у різних галузях промисловості.

Методи скінчених елементів (МСЕ) набули широкого розповсюдження для розрахунків багатьох складних задач механіки, в тому числі і до вирішення цієї проблеми. Проте для того, щоб скористатись ними, необхідно ввести велику кількість параметрів, значення яких не завжди відоме напевне. Крім того, вихідна інформація не дає змоги детально проаналізувати залежність впливу параметрів на ефективність процесу транспортування сипучих вантажів ТСК.

Вигідно відрізняються від результатів, отриманих із застосуванням пакетів програм на базі МСЕ, аналітичні методи. Проте спроби використання загальної системи рівнянь пружних оболонок, як з'ясувалось, не мають практичного застосування із-за складності їх розв'язків [1, 2]. Відомий і інший підхід до спрощення системи рівнянь оболонок, який широко використовував в своїй практиці С.П. Тимошенко [3]. Він полягає у врахуванні особливостей навантаження механічних систем та спрощенні математичних моделей їх функціонування.

Постановка задачі. Використати особливості навантаження пружної оболонки для спрощення вихідної системи рівнянь, отримати розв'язки та виконати перевірку їх на адекватність шляхом порівняння з результатами, отриманими з використанням пакетів програм на базі МСЕ [4].

Розв'язок. Розглянемо пружну циліндричну оболонку, утворену згортанням конвеєрної стрічки в трубу. Будемо вважати, що таку форму приймає ділянка трубчастого конвеєра між роликотпорами (рис. 1)

На рис. 1 позначено φ – поточна кутова координата, рад; θ_1 та θ_2 – кутові координати перетину поверхнею вантажу трубчастого перерізу стрічки, рад.

Згідно теорії пружних циліндричних оболонок [2, 3] на елемент серединної поверхні оболонки за її деформування діють сили і моменти, причому деформації оболонки вважають суттєво малими.

Також вважаємо, що переміщення точок оболонки вздовж осі симетрії u (м) і у її околі v (м), а також по нормалі до поверхні w (м) є малими.

В такому випадку із врахуванням спрощень, що в роботі [4], системи рівнянь рівноваги після вилучення вказаних складових рівнянь матимуть вигляд:

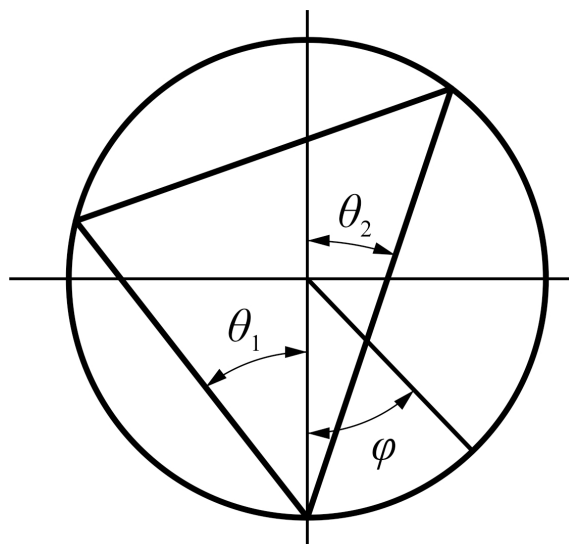


Рисунок 1 – Циліндрична оболонка із стрічки

$$\left\{ \begin{array}{l} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} = 0; \\ \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + R \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} - Q_\varphi = 0; \\ R \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_\varphi + qR = 0; \\ R \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + RQ_\varphi = 0; \\ \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial \varphi} + R \frac{\partial M_x}{\partial x} - RQ_x = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

Тут вісь x є дотичною до серединної поверхні, вісь y має перпендикулярний напрям до площини xz ; вісь z направлена по нормалі до серединної поверхні оболонки; N_x – інтенсивність мембранних зусиль розтягу вздовж координатної осі x , Н/м; N_φ – інтенсивність мембранних зусиль у поперечному перерізі по координаті φ , Н/м; $N_{x\varphi}$ – інтенсивність дотичних мембранних зусиль, Н/м; Q_x – інтенсивність перерізуючих сил у напрямку осі x , Н/м; Q_φ – інтенсивність сил перерізу у напрямку осі φ , Н/м; M_φ , M_x , $M_{x\varphi}$ – інтенсивності моментів згину та крутіння нормальних перерізів елемента циліндричної оболонки, Н; R – радіус поперечного перерізу стрічки конвеєра, м; q – нормально розподілене навантаження на поверхню стрічки у напрямку осі z , Н/м².

Як і в [4], враховуючи той факт, що повздовжні сили, тобто сили натягу стрічки N_x , багатократно перевищують поперечні сили N_φ , ними можна знехтувати, тобто $N_\varphi = 0$.

У випадку, коли нас цікавлять лише прогини та кручення стрічки навколо осі x , то силами кручення стрічки можна також знехтувати, а відповідно і моментами від цих сил, тобто $M_{x\varphi} = M_{\varphi x} = 0$. При цьому, на відмінність від роботи [4], у нашому випадку, окрім сил розтягу, необхідно врахувати сили кручення поперечного перетину, тобто: $N_{x\varphi} = N_{\varphi x} \neq 0$, $N_x \neq 0$.

Тоді система (1) з урахуванням рівностей [4] $Q_\varphi = \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi}$; $Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x}$ матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} = 0; \\ RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + R \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} - \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} = 0; \\ R \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_\varphi}{R \partial \varphi^2} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Виключивши із системи (2) перше рівняння і виконавши диференціювання отриманого співвідношення по x , отримаємо

$$R \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \left(RN_x \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} - R^2 \frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} \right) + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0. \quad (3)$$

Будемо вважати, що сила натягу не залежить від x і φ , тобто $N_x = s = \text{const}$. Тоді рівняння (3) матиме вигляд

$$R \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + Rs \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + Rs \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0. \quad (4)$$

Або, переходячи до інтенсивності тягових зусиль, матимемо

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + s \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + q = 0, \quad (5)$$

де інтенсивність натягу стрічки $s = S_c / B$; S_c – натяг стрічки конвеєра, Н; B – ширина стрічки конвеєра, м.

Враховуючи, що згідно закону Гука для оболонки [2] та [4], маємо:

$$M_x = -D(1 - \nu_0^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_0 M_\varphi; \quad \frac{\partial M_\varphi}{\partial x} = \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial x^2} = 0,$$

де
$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu_0^2)}.$$

Тут D – циліндрична жорсткість стрічки, Н·м; E – модуль пружності матеріалу стрічки, Н/м²; h – товщина стрічки конвеєра, м; ν_0 – коефіцієнт Пуассона стрічки.

Із другої рівності попередньої системи випливає, що M_φ не залежить від x . Підставимо в рівність (5), отримаємо

$$-D(1 - \nu_0^2) \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + s \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + q = 0.$$

Позначивши $D_1 = D(1 - \nu_0^2)$, матимемо

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - s \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} - s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - q(x, \varphi) = 0, \quad (6)$$

де $D_1 = Eh^3/12$.

Покладемо, що питома величина закручування поперечного перерізу з довжиною не змінюється, тоді має місце рівність

$$\varepsilon_\varphi = \frac{\partial v}{R \partial \varphi} - \frac{w}{R} = C = \text{const}.$$

Оскільки C – довільна стала, то можна покласти $C = 0$. Тоді із попередньої рівності маємо

$$\frac{\partial v}{\partial \varphi} = w. \quad (7)$$

Продиференціювавши по x рівняння (7) двічі і підставляючи в (6), будемо мати

$$D_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - 2s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - q(\varphi) = 0. \quad (8)$$

Граничні умови в нашому випадку мають вигляд

$$w(0) = w(l_p) = 0; \quad \left. \frac{\partial w}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial w}{\partial x} \right|_{x=l_p} = 0, \quad (9)$$

де l_p – відстань між ролюкооперами, м.

Середнє розподілене навантаження на лівий та правий борта стрічки в умовах несиметричного навантаження згідно [4] визначались за формулами:

$$q(\varphi) = \begin{cases} 0,5R\gamma(\cos 2\theta_1 + \cos \varphi) \left(2 \cos^2 \varphi + \frac{m^2 + 1}{m} \sin^2 \varphi \right) & \text{при } 0 \leq \varphi \leq \varphi_1; \\ 0,5R\gamma(\cos 2\theta_2 + \cos \varphi) \left(2 \cos^2 \varphi + \frac{m^2 + 1}{m} \sin^2 \varphi \right) & \text{при } \varphi_2 \leq \varphi \leq 0, \end{cases} \quad (10)$$

де $\varphi_1 = \pi - 2\theta_1$; $\varphi_2 = -(\pi - 2\theta_2)$; m – коефіцієнт рухливості сипкого матеріалу, який визначався згідно [6] за формулою $m = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1 + f^2}$; f – коефіцієнт тертя між сипким матеріалом та стрічкою; γ – питома вага матеріалу, Н/м³; φ – поточна кутова координата у поперечному перерізі трубчатої стрічки конвеєра, рад; θ – кут, що визначає ступінь заповнення сипким матеріалом поперечного перетину контуру стрічки, рад (див. рис. 1).

При цьому враховується, що середня величина розподіленого навантаження на стрічку лівої та правої сторони визначалась як середнє арифметичне активної та пасивної її складових [5]. Розв'язок рівняння (8) з граничними умовами (9) після спрощення має вигляд

$$w = \frac{ql_p^2}{8u'sth u'} \cdot \left\{ \frac{\text{ch} \left[u' \left(1 - \frac{2x}{l_p} \right) \right]}{\text{ch} u'} - 1 \right\} + \frac{q(l_p - x)x}{4s}, \quad (11)$$

де
$$u' = \frac{l_p}{2} \sqrt{\frac{2s}{D'}}.$$

При цьому, згідно [2, 4] величина згинаючого моменту в поперечному перерізі стрічки на ролюкооперах трубчастого конвеєра визначається за формулою

$$M_0 = \frac{ql_p^2}{4u'^2} - \frac{ql_p^2}{4u'} \text{cth} u' - \nu_0 M_\varphi, \quad (12)$$

де
$$M_\varphi = \frac{D}{R} = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu_0^2)R}.$$

Після апроксимації із точністю до 4 % формулу (11) можна записати у вигляді

$$w = \frac{q(\varphi)}{4l_p s^2} \left[2D_1 l_p (1 - e^{-bx}) + 2l_p s (l_p - x)x - l_p^2 \sqrt{2D_1 s} (l_p^2 + 2l_p x - 2x^2) \right], \quad (13)$$

де
$$b = \sqrt{\frac{2s}{D_1}}.$$

Для з'ясування меж використання запропонованого підходу виконаємо порівняння отриманих розподілів прогинів між роликоопорами з результатами, отриманими з використанням МСЕ. Кут закручування поперечного перерізу стрічки, згорнутої в трубу (крутка), між перетинами роликоопор $V(x)$ у відповідності із формулою (7) за умови, що при $\varphi = 0$ $v = 0$, визначається інтегралом у вигляді

$$V = \int_0^{\varphi_1} w(\varphi) d\varphi + \int_0^{\varphi_2} w(\varphi) d\varphi. \quad (14)$$

Підставляючи в (14) $q(\varphi)$ із (10), після інтегрування отримаємо

$$V = V_1 + V_2, \quad (15)$$

де V_1 та V_2 визначаються згідно формул

$$V_1 = A \left(\begin{aligned} &2 \cos 2\theta_1 \left[\frac{1}{2} \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + \arcsin(\sin \varphi_1) \right] + \\ &+ \frac{\cos 2\theta_1}{m} (m^2 + 1) \left[\frac{1}{2} \cos \varphi_1 \sin \varphi_1 + \arcsin(\cos \varphi_1) \right] + \\ &+ 2 \cos^3 \varphi_1 + \frac{\sin^2 \varphi_1 \cos \varphi_1}{m} (m^2 + 1) \left[\frac{1}{2} \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + \arcsin(\cos \varphi_1) \right] + \\ &+ 2 \left(\sin \varphi_1 - \frac{\sin^3 \varphi_1}{3} \right) + \frac{\sin^3 \varphi_1}{m} (m^2 + 1); \end{aligned} \right) \quad (16)$$

$$V_2 = A \left(\begin{aligned} &2 \cos 2\theta_2 \left[\frac{1}{2} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 + \arcsin(\sin \varphi_2) \right] + \\ &+ \frac{\cos 2\theta_2}{m} (m^2 + 1) \left[\frac{1}{2} \cos \varphi_2 \sin \varphi_2 - \arcsin(\cos \varphi_2) \right] - \\ &- 2 \cos^3 \varphi_2 + \frac{\sin^2 \varphi_2 \cos \varphi_2}{m} (m^2 + 1) \left[\frac{1}{2} \sin \varphi_2 \cos \varphi_2 - \arcsin(\cos \varphi_2) \right] + \\ &+ 2 \left(\sin \varphi_2 - \frac{\sin^3 \varphi_2}{3} \right) + \frac{\sin^3 \varphi_2}{m} (m^2 + 1). \end{aligned} \right) \quad (17)$$

Тут

$$A = \frac{1}{4l_p s^2} \left[2D_1 l_p (1 - e^{-bx}) + 2l_p s (l_p - x)x - l_p^2 \sqrt{2D_1 s} (l_p^2 + 2l_p x - 2x^2) \right].$$

З формул (15)-(17) витікає, що при симетричному навантаженні стрічки ТК, тобто $\theta_1 = \theta_2$ ($\varphi_2 = -\varphi_1$), величина крутки $V = 0$, іншими словами, за симетричного навантаження крутіння стрічки відсутнє.

Крім того, у поперечному перерізі стрічки на роликоопорах, тобто при $x = 0$ і $x = l_p$, величина крутки стрічки $V = 0$, а в поперечному перерізі стрічки посередині між роликоопорами, тобто при $x = l_p/2$, величина крутки V також, як і величини прогинів точок перерізів стрічки, мають максимальні значення.

На рис. 2 представлено залежність крутки V поперечного перерізу стрічки від розташування його між роликкоопорами трубчастого конвеєра, тобто від координати x , за двох значень натягу стрічки S_c . При цьому параметри конвеєра, стрічки і вантажу приймали значення: $l_p = 1,0$ м; $h = 0,02$ м; $E_c = 3,1 \cdot 10^7$ Па; $\nu_0 = 0,5$; $\gamma = 10^4$ Н/м³; $f = 0,7$; $\theta_1 = \pi/2$; $\theta_2 = \pi/4$.

Крім того, на рис. 3 представлено залежність крутки V поперечного перерізу стрічки, що знаходиться посередині між роликкоопорами трубчастого конвеєра, тобто при $x = l_p/2$, від несиметрії навантаження θ_2 при сталому значенні θ_1 .

При цьому параметри конвеєра, стрічки і вантажу приймали значення: $S_c = 10^6$ Н; $l_p = 1,0$ м; $h = 0,02$ м; $E_c = 3,1 \cdot 10^7$ Па; $\nu_0 = 0,5$; $\gamma = 10^4$ Н/м³; $f = 0,7$; $\theta_1 = \pi/3$.

Аналіз рис. 2 показав, що величина крутки поперечного перерізу стрічки при зміні координати x змінюється за параболічним законом. При цьому на роликкоопорах, тобто при $x = 0$ і $x = l_p$, величина крутки поперечного перерізу стрічки $V = 0$, а посередині між роликкоопорами, тобто при $x = l_p/2$, величина крутки V приймає максимальне значення. Крім того, зі збільшенням величини натягу стрічки S_c максимальне значення крутки зменшується.

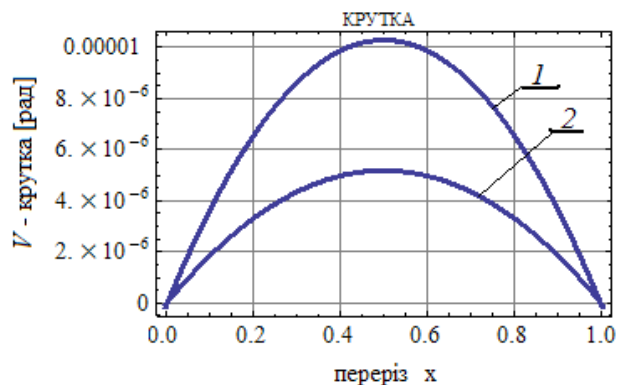
Із рис. 3 випливає, що зі збільшенням несиметрії навантаження величина крутки поперечного перерізу стрічки збільшується, а зі збільшенням його радіуса – зменшується.

Висновки

1. Використання підходу С.П. Тимошенко до спрощення системи рівнянь для пружних оболонок показало свою ефективність.

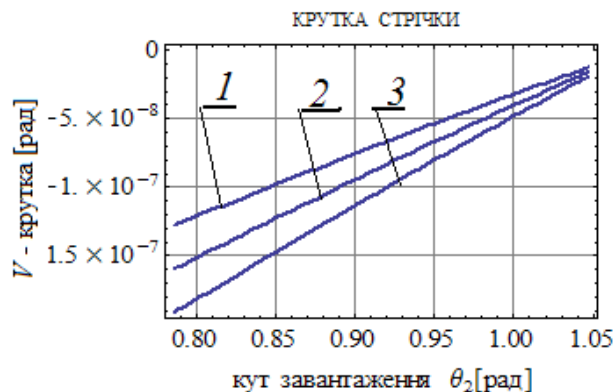
2. Встановлено, що у поперечному перерізі стрічки на роликкоопорах, тобто при $x = 0$ і $x = l_p$, величина крутки поперечного перерізу стрічки $V = 0$, посередині між роликкоопорами, тобто при $x = l_p/2$, величина крутки V також, як і величини прогинів точок перерізів стрічки w , має максимальне значення. Крім того, зі збільшенням величини натягу стрічки S_c максимальне значення крутки зменшується.

3. Встановлено, що зі збільшенням несиметрії наванта-



1 – $S_c = 15000$ Н; 2 – $S_c = 7500$ Н

Рисунок 2 – Залежність крутки V від розташування перерізу стрічки між роликкоопорами за двох значень натягу стрічки S_c



1 – $R = 0,2$ м; 2 – $R = 0,25$ м; 3 – $R = 0,3$ м

Рисунок 3 – Залежність крутки V від кута завантаження поперечного перерізу стрічки θ_2 при $x = l_p/2$ для різних значень її радіуса R

ження величина крутки поперечного перерізу стрічки збільшується, а зі збільшенням його радіусу – зменшується.

4. Значення натягу конвеєрної стрічки, щоб забезпечити розрахунки крутки стрічки трубчастого конвеєра по отриманим залежностям із точністю у 7 %, повинно бути не менше 10 т.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Черненко, В.Д. Теория и расчет крутонаклонных конвейеров / В. Д. Черненко. – Ленинград: изд.-во Ленинградского университета, 1985. – 292 с.
2. Тимошенко, С.П. Пластины и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Физ.-мат. литература, 1963. – 635 с.
3. Власов, В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике / В.З. Власов. – М.: Из-во Академии наук СССР, 1962. – Т. 1. – 564 с.
4. Кирия, Р.В. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния линейной части трубчатого конвейера // Р.В. Кирия, Н.Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепр. – 2016. – Вып. 131. – С. 158-164.
5. Шешко, Е.Е. Крутонаклонный конвейер с лентой, имеющей форму глубокого желоба / Е.Е. Шешко, В.М. Гуцин // Развитие и совершенствование шахтного и карьерного транспорта. – М.: Недра, 1973. – С. 120-125.

REFERENCES

1. Chernenko, V.D. (1985), *Teoriya i raschet krutonaklonnykh konveyerov* [Theory and calculation of steeply inclined conveyors], Izdatelstvo Leningrad university, Leningrad, Russia.
2. Timoshenko, S.P. and Voynovskiy-Krigger, S. (1963), *Plastiny i obolochki* [Plates and shells], Fiz.-mat. literatura, Moscow, USSR.
3. Vlasov, V.Z. (1962), *Obshchaya teoriya obolochek i eye prilozheniya v tekhnike* [General theory of shells and its technique applications], Izdatelstvo Akademii nauk SSSR, Moscow, USSR.
4. Kiriya, R.V. and Larionov, M. G. (2016), "Mathematic modeling of linear belt item stress strain state tubular conveyor", *Geo-Technical Mechanics*, no. 131, pp. 158-164.
5. Sheshko, E.E. and Gushin, V.M. (1973), "Steeply inclined conveyor belt, which has form of deep troughs", *Razvitie i sovershenstvovanie shachtnogo i kariernogo transporta* [Development and improvement of the mine and transport career], pp. 120-125.

Про авторів

Ки́рія Руслан Вісаріонович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, завідувач відділу фізико-механічних основ гірничого транспорту, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), Дніпро, Україна, kiriya_igtm@ukr.net.

Ларіонов Григорій Іванович, доктор технічних наук, старший науковий співробітник відділу фізико-механічних основ гірничого транспорту, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), Дніпро, Україна, larionovgrigoriydt@gmail.com.

Ларіонов Микола Григорович, кандидат технічних наук, молодший науковий співробітник відділу фізико-механічних основ гірничого транспорту, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), Дніпро, Україна, larionovnickola@gmail.com.

About the authors

Kiriya Ruslan Vissarionovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher, Head of Department of Mining Transport Physics and Mechanics, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, kiriya_igtm@ukr.net.

Larionov Grigoriy Ivanovich, Doctor of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, larionovgrigoriydt@gmail.com.

Larionov Mykola Grigorovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Junior Researcher in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Polyakov of National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, larionovnickola@gmail.com.

Аннотация. Основным недостатком трубчатых конвейеров (ТК) при использовании в условиях угольных шахт, как свидетельствует практика, является потеря устойчивости круговой формы поперечного сечения ленты. Она приводит не только к просыпям груза, но и к нерасчетным взаимодействиям с роликкооперами ТК. В результате такого взаимодействия чаще всего наблюдались продольные разрезы ленты и, как следствие, невозможность ее последующей эксплуатации. Отсутствие математической модели процесса потери устойчивости формы поперечного сечения ленты, учитывая сложный характер исходных уравнений упругих оболочек, не позволило должным образом исследовать эту проблему. Использование машинных методов расчета ТК не в состоянии определить условия, при которых поперечное сечение ленты теряет круговую форму, о чем свидетельствует отсутствие пуб-

ликаций на этот счет. Главным инструментом для обеспечения устойчивости является использование опыта применения конструктивных решений при проектировании става и роликкоопор. Таким образом, разработка математической модели напряженно-деформированного состояния ленты ТК при несимметричном распределении груза по поперечному сечению ленты для изучения условий потери устойчивости состояния и влияния на нее конструктивных параметров является актуальной научной задачей.

Основная идея получения математической модели напряженно-деформированного состояния заключается в использовании особенностей нагрузки упругой оболочки с целью упрощения исходной системы уравнений, получения решения и исследования и обоснования параметров ТК с учетом физико-механических свойств ленты, обеспечивающих устойчивость поперечного сечения ленты при ее движении по роликкоопорам. Для решения этой задачи определены крутящие моменты и величина крутки ленты ТК круговой формы поперечного сечения при несимметричном расположении груза по сечению и исследовано их влияние на величину момента и угла закручивания. Для определения крутящих моментов и величины крутки ленты ТК круговой формы поперечного сечения при несимметричном расположении груза по ее сечению рассмотрена упругая цилиндрическая оболочка, полученная свертыванием конвейерной ленты до получения круговой замкнутой формы поперечного сечения.

Подход С.П. Тимошенко к моделированию процесса скручивания поперечного сечения ленты ТК между его роликкоопорами позволил аргументированно упростить исходные уравнения и получить аналитическое решение. Наличие аналитического решения позволило выполнить моделирование процесса скручивания в условиях неравномерной загрузки поперечного сечения ленты ТК. Полученные результаты при определении крутки ленты являются важным фактором при выборе конструктивных параметров для борьбы с потерей устойчивости ленты при ее движении по роликкоопорам ТК.

Ключевые слова: трубчатый ленточный конвейер, напряженно-деформированное состояние, общие уравнения упругой оболочки, упрощение, аналитическое решение, крутка, потеря устойчивости.

Abstract. As practice shows, the key drawback of the tubular conveyors (TC) operating in the coal mines is that belt losses stability of its circular cross-sectional form causing spillage of the cargo, abnormal interaction with the roller carriages and, consequently, longitudinal cuts in the belt and impossibility of its further exploitation. Absence of any mathematical model of process of loosing by the belt stability of its cross-sectional form and complicate initial equations of elastic casings made it impossible to investigate the problem in a proper way. Computed methods used for calculation of the TC parameters cannot determine conditions, under which cross section of the belt loses its circular form, at least there is no published information. The main way to ensure stability of the belt cross-section is to apply existing experience in constructive decision to the design of conveyor lines and idlers. Therefore, creation of mathematical model of the stress-strain state of the TC belt in case of unsymmetrically distributed load in the crosswise direction continues to be a pressing scientific challenge.

The basic idea for creating a mathematical model of the stress-strain state is ground on usage of specifics of elastic casing loading for simplifying initial system of equations and obtaining their solutions and for studying and justifying parameters for the TC with taking into account physical and mechanical properties of the belt, which ensure stability of the belt cross-sectional form while it moves on the idlers. In order to solve this problem, twisting moments and twist rates were determined for the TC belt with circular cross section in case of unsymmetrically distributed load in the crosswise direction, as well as their impact on the value of twisting moment and angle of the twist was studied. In order to determine twisting moments and twist rates for the TC belt with circular cross section in case of unsymmetrically distributed load in the crosswise direction, an elastic cylindrical casing was studied, which had been formed in result of the belt rolling up before the closed circular cross section was formed.

Approach of S.P. Timoshenko to modelling of process of the TC belt cross-sectional twisting between the idlers allowed to simplify initial equations and to obtain analytical solution. The analytical solution, in its turn, allowed to model process of the belt twisting at irregular cross-sectional loading of the TC belt. The obtained results on the belt twisting are very important factor for choosing design parameters with the aim to escape loss of the belt stability when it moves on the TC idlers.

Keywords: tubular belt conveyor, stress-strain state, general equations for elastic casing, simplification, analytical solution, twisting, stability loss.

Статья поступила в редакцию 29.01.2018

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук, проф. В.И. Дырдой