

ОБҐРУНТУВАННЯ ТОВЩИНИ ГУМОВОЇ ФУТЕРІВКИ БАРАБАНІВ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ

¹Пуґач А.М., ²Лисиця М.І., ¹Калганков Є.В., ³Лисиця Н.М., ¹Грунський Д.О.

¹Дніпровський державний аграрно-економічний університет, ²Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ³Дніпровський національний університет ім. О. Гончара

ОБОСНОВАНИЕ ТОЛЩИНЫ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

¹Пуґач А.Н., ²Лисица Н.И., ¹Калганков Е.В., ³Лисица Н.Н., ¹Грунский Д.А.

¹Днепро́вский государственный аграрно-экономический университет, ²Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ³Днепро́вский национальный университет им. О. Гончара

RATIONALE FOR THE THICKNESS OF THE RUBBER LINING OF BELT CONVEYOR DRUMS

¹Puhach A.M., ²Lysytsia M.I., ¹Kalhankov Ye.V., ³Lysytsia N.M., ¹Hrunskiy D.O.

¹Dnipro State Agrarian and Economic University, ²Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine, ³Oles Honchar Dnipro National University

Анотація. В статті наведено сучасний стан розвитку транспортувальної техніки, а саме стрічкових конвеєрів. Сьогодні стрічкові конвеєри використовуються у всіх галузях народного господарства і переміщують тисячі тон продукції, а самі конвеєри сягають 15 тисяч метрів. Але на ряду з широким використанням стрічкових конвеєрів виникає і проблема надійності. Як показують дослідження коштовні та відповідальні деталі такі як барабан і конвеєрна стрічка досить швидко зношуються і суттєво збільшують собівартість транспортувальних робіт. В роботі встановлено те, що основна причина виходу з ладу барабана та стрічки, вібраційні навантаження та потрапляння бруду (матеріал, що транспортується, волога та інше), також враховуючи тенденцію збільшення довжини транспортерів збільшуються вібраційні навантаження, що в рази прискорює знос барабану.

Тому проблемі взаємодії конвеєрної стрічки з барабаном присвячено багато досліджень та робіт вчених. В цій літературі та дослідженнях є багато рішень підвищення довговічності барабану і стрічки, а саме футерування барабанів високофрикційним матеріалом. Але дуже мало робіт присвячено проблемі вибору оптимальної товщини футерівки.

Як показав світовий досвід конвеєробудування, ця проблема є досить актуальною для конвеєрного транспорту та в ряді причин досить важкої для аналітичного розв'язку. Причина полягає, насамперед, у відсутності адекватних фізичних і математичних моделей, у різноманітті діючих факторів різної фізичної природи, особливо в зоні контакту стрічки й барабана при зволоженні й влучанні матеріалу, що транспортується.

Експериментально встановлено, що працездатність конвеєра в значній мірі залежить від ступеня й характеру забруднення барабана; при цьому забруднення внутрішньої поверхні стрічки частками матеріалу, що транспортується (вугілля, пісок, руда і т.д.) може привести до істотного зниження коефіцієнта зчеплення. При використанні в стрічкових конвеєрах барабанів з гумовою футерівкою, тягова здатність стрічки поряд із силами тертя визначається також і величиною деформації шару футерівки. Експериментально встановлено, що величина коефіцієнта зчеплення прямо пропорційна товщині гумової футерівки й обернено пропорційна твердості гуми.

Гумова футерівка барабана дозволяє: підвищити тягову здатність стрічки; знизити динамічні зусилля в системі «стрічка – приводний барабан»; знизити вібронпруженність в деталях і вузлах конвеєра (футерівка гасить як низькочастотні, так і високочастотні коливання); зменшити зношування стрічок; завдяки наявності спеціальних рифлей усунути або, принаймні, суттєво знизити вплив ефекту забруднення; зменшити можливість автоколивального процесу, зв'язаного або з високими швидкостями стрічки (близько 20 м/с), або з явищем її пробуксовки: одна з основних причин – забруднення в зоні контакту.

Ключові слова: стрічковий конвеєр, барабан, гумова футерівка, дисипація, коефіцієнт дисипації, фізико-механічні властивості, старіння, коефіцієнт зчеплення

Вступ. Останнім часом, як у всьому світі так і в Україні суттєво зростає товарообіг, а разом із цим, зростає об'єм транспортувальних та вантажно-

розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства. Серед транспортувальних засобів лідируючу позицію займають стрічкові конвеєри завдяки високій надійності, простоті конструкції та можливості переміщення вантажів на великі відстані [1]. Найбільшого використання стрічкові конвеєри знайшли у сільському господарстві та гірничовидобувній промисловості завдяки своїй продуктивності та простоті, так продуктивність конвеєрів сягає 30 тис.т/год. та має можливість переміщення вантажів від декількох метрів до 10-15 км [2].

Але не дивлячись на переваги використання стрічкових конвеєрів є і недоліки, а саме знос стрічки та привідних барабанів і підтримуючих роликів із-за їх взаємодії.

Проблемі взаємодії конвеєрної стрічки з барабаном присвячена численна література, незначна частина якої цитується нижче [1-5]. Трохи менше уваги у відомих роботах приділялося окремим випадкам, коли барабан футеровано високофрикційним матеріалом; проблемі ж вибору оптимальної товщини футерівки барабана приділялося зовсім недостатньо уваги.

Разом з тим, як показав світовий досвід конвеєробудування, ця проблема є досить актуальною для конвеєрного транспорту та в ряді причин досить важкої для аналітичного розв'язку. Причина полягає, насамперед, у відсутності адекватних фізичних і математичних моделей, у різноманітті діючих факторів різної фізичної природи, особливо в зоні контакту стрічки й барабана при зволоженні й влучанні матеріалу, що транспортується.

Усе це разом обумовило створення цілого ряду емпіричних методів розрахунків, у яких коефіцієнти (насамперед, такі як коефіцієнт зчеплення, величина площі фактичного контакту стрічки й барабана тощо) визначалися експериментально для окремих випадків експлуатації конвеєрів. На базі таких методів створювалися розрахункові методики для проектування конвеєрів різного технологічного призначення; при цьому коефіцієнти уточнювалися для кожного конкретного випадку. Такому підходу сприяла й тривала практика експлуатації конвеєрів і накопичена при цьому досить важлива й досить велика експериментальна інформація [3].

Усе це привело до того, що ряд провідних світових фірм, таких як REMA TIP TOP GmbH, NILOS GmbH & Co і ряд інших, стали пропонувати вже готові концепції розв'язку проблеми футерівки барабанів і розроблені ними гумові покриття (у тому числі й необхідні клеї) різного розміру для всіх існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів; при цьому для вибору товщини гумової футерівки даються самі загальні рекомендації, що не завжди враховують усю повноту експлуатаційних вимог [4, 5]. Ситуація погіршується й тим, що закордонні фірми використовують свої марки гум, параметри яких, як правило, у технічній документації не приводяться. Усе це, а також досить висока вартість, ускладнює самостійну роботу вітчизняних виробників стрічкових конвеєрів, а економічне становище далеко не завжди дозволяє використовувати послуги закордонних фахівців.

Метою роботи є узагальнення інформації в розглянутій області й видача рекомендацій з вибору товщини гумової футерівки барабанів.

Питання взаємодії конвеєрної стрічки з барабаном. Викладемо наявну експериментальну інформацію із цього питання у вигляді коротких емпіричних узагальнень.

В основу механіки взаємодії стрічки з барабаном покладена теорія Ейлера про ковзання гнучкої нитки, перекинutoї через гладкий циліндр. Для тягового зусилля W Ейлер одержав вираз виду:

$$W = S(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (1)$$

де S – натяг нитки; μ – коефіцієнт тертя; α – кут обхвату.

Для сучасних конвеєрів формула Ейлера слухна при малих швидкостях руху, чистих контактних поверхнях і малій ширині стрічки. Проте, практично всі існуючі теорії в тому або іншому виді використовують цей вираз.

У подальших роботах коефіцієнт тертя μ тягового зусилля був замінений коефіцієнтом зчеплення f . Фізична сутність цього коефіцієнта адекватна коефіцієнту тертя, але він додатково враховує ряд особливостей у зоні контакту стрічки й барабана. Численні експериментальні дослідження свідчать, що в зоні контакту зусилля носять нелінійний і стохастичний характер, а вплив забруднення, безсумнівно, мають імовірнісну природу.

Коефіцієнт зчеплення не є постійною величиною, а залежить від цілого ряду факторів, серед яких найбільш важливими є:

- ширина стрічки й швидкість її руху; при збільшенні швидкості руху тягова здатність стрічки зростає;
- діаметр барабанів; зі збільшенням діаметра тягова здатність стрічки зростає;
- присос стрічки до барабана; це явище має ймовірну природу характерно для металевих барабанів; при використанні барабанів з гумової футерівки явище присосу, як правило, не спостерігається;
- фрикційні властивості стрічки й футерівки барабана; на ранніх стадіях конвеєробудування використовувалися футерівки із шорсткуватою поверхнею: корунд, бетон, кераміка і т.д. Такі футерівки стирали стрічку, і матеріали зношування переносилися на металевий барабан, створюючи деяку подобу гумового шару. У більш пізніх конструкціях стрічкових конвеєрів використовувалися гумова футерівка, яка на сьогоднішній день домінує в інженерній практиці.
- забруднення або волога в зоні контакту стрічки з барабаном; завдяки імовірнісній природі це явище вивчене недостатньо. У [6] пропонується наступна градація: дуже волого, волого й сухо; при цьому найнижчі значення коефіцієнта зчеплення спостерігаються при дуже вологому контакті. У [7] за умови, що волога в зоні контакту локалізується у вигляді лінз для середньозваженого коефіцієнта зчеплення f_c отримано наступний вираз:

$$f_c = \frac{N_p f_p + S_B \tau_B}{N_p + N_B}, \quad (2)$$

де N_p – сумарний тиск на площу контакту, не зайняту рідиною; f_p – коефіцієнт тертя стрічки по барабану; S_B – сумарна площа лінз рідини; τ_B – питомий опір зрушенню рідини; N_B – сумарний тиск, що припадає на лінзи рідини.

Як видно, опір тертя на лінзах рідини залежить від товщини шару рідини, відносній швидкості руху й площі лінз.

Наявність вологи й твердих часток у зоні контакту знижує коефіцієнт зчеплення й це може привести до пробуксовки стрічки. При цьому, як правило, підвищується відносна швидкість ковзання стрічки по барабану, що приводить до інтенсивного виносу часток і вологи із зони контакту й, в остаточному підсумку, до підвищення коефіцієнта зчеплення й до нормалізації роботи конвеєра.

Експериментально встановлено [8], що працездатність конвеєра в значній мірі залежить від ступеня й характеру забруднення барабана; при цьому забруднення внутрішньої поверхні стрічки частками матеріалу, що транспортується (вугілля, пісок, руда і т.д.) може привести до істотного зниження коефіцієнта зчеплення. Автори встановили емпіричну залежність для середньозваженого коефіцієнта зчеплення у вигляді

$$f_{cp} = \frac{N_{ck} f_{ck} + K \frac{N_k}{r}}{N_{ck} + N_k}, \quad (3)$$

де N_{ck} і N_k – нормальний тиск, що припадає відповідно на площі ковзання й на тіла кочення (частки матеріалу); f_{ck} – коефіцієнт тертя ковзання стрічки по робочій поверхні барабана; r – радіус часток кочення; K – коефіцієнт кочення частки між тертьовими парами.

Залежність (3) була отримана для матеріалів забруднення із крупністю часток $0,5 \div 1$ мм за умови їх перекочування в зоні контакту; при цьому величина коефіцієнта зчеплення була порядку $0,2 \div 0,3$.

Експлуатаційний тиск стрічки на барабан звичайно перебуває в межах $0,25 \div 0,40$ кг/см².

Величина площі фактичного контакту барабана зі стрічкою лежить у межах 5 - 20 %.

При використанні в стрічкових конвеєрах барабанів з гумової футерівкою, тягова здатність стрічки поряд із силами тертя визначається також і величиною деформації шару футерівки. Автори роботи [8] експериментально підтвердили цей важливий факт і встановили, що величина коефіцієнта зчеплення прямо пропорційна товщині гумової футерівки й обернено пропорційна твердості гуми.

Для гладких металевих барабанів тягова здатність стрічки суттєво залежить від ступеня забруднення; наявність навіть незначного забруднення транспортним матеріалом у зоні контакту зменшує тягову здатність в 3-5 раз; при використанні рифленої гумової футерівки цей ефект проявляється в незначному ступені [8].

З наведених коротких узагальнень і цитуємої літератури можна зробити досить важливі висновки:

- гумова футеровка барабана дозволяє: підвищити тягову здатність стрічки; знизити динамічні зусилля в системі «стрічка – приводний барабан»; знизити вібронпруженість в деталях і вузлах конвеєра (футеровка гасить як низько-частотні, так і високочастотні коливання); зменшити зношування стрічок; завдяки наявності спеціальних рифлей усунути або, принаймні, суттєво знизити вплив ефекту забруднення; зменшити можливість автоколивального процесу, зв'язаного або з високими швидкостями стрічки (близько 20 м/с), або з явищем її пробуксовки: одна з основних причин – забруднення в зоні контакту;
- коефіцієнт зчеплення є важливою розрахунковою величиною; достовірні дані про його значення можна одержати тільки при експериментальних дослідженнях стрічкових конвеєрів в умовах, максимально наближених до експлуатаційних.

Феноменологічні моделі взаємодії конвеєрної стрічки з барабаном. Крім чисто емпіричного підходу, заснованого на тривалій практиці експлуатації стрічкових конвеєрів, існує, принаймні, ще два підходи для вибору оптимальної товщини гумової футерівки барабана.

Перший, кінематичний підхід, пов'язаний з вибором експлуатаційних параметрів стрічкових конвеєрів, насамперед тягового зусилля; у цьому випадку модель повинна враховувати механізм взаємодії стрічки з гумовою футерівкою барабана.

Другий підхід пов'язаний безпосередньо з розглядом футеровочного шару як термодинамічної системи. Розглянемо ці підходи окремо.

Кінематична модель. Тягове зусилля, яке може передати барабан без врахування втрат, можна представити у вигляді співвідношення

$$W = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} (e^{f\alpha} - 1), \quad (4)$$

де S – зусилля набігаючої та збігаючої гілок стрічки.

Величину $T = e^{f\alpha}$ зазвичай називають тяговим фактором.

В [2] є таблиці для залежності коефіцієнта зчеплення від тягового фактора й експериментальні значення f для барабанів у положенні «сухо – волого»; так, для металевих барабанів $f = 0,1 \div 0,35$; для барабанів з гумовою футерівкою $f = 0,15 \div 0,50$.

Як видно з (4) тягове зусилля тим більше, чим вище натяг стрічки й більше коефіцієнт зчеплення. Натяг збільшувати небажано, для збільшення кута обхвату α необхідні досить складні багатобарабанні приводи й відхиляючі барабани. Тому із практичної точки зору найбільш кращим є збільшення коефіцієнта зчеплення, для чого відповідно й використовують гумову футерівку.

У роботі [8] розглянута модель взаємодії стрічки з барабаном, футерованим гумою. Схема розрахунків показано на рис. 1. При розгляді умови рівноваги гнучкої нитки на твердому барабані дотичне до поверхні зусилля буде дорівнює нормальному зусиллю, помноженому на коефіцієнт зчеплення. Якщо ж на барабані є гумова футерівка, то під дією нормального зусилля шар гуми стискується й дотична до поверхні шару, проведена в точці дії нормального зусилля, не збігається із прямою, проведеною із цієї точки перпендикулярно до провідного радіуса,

опущеного в цю точку із центру обертання. Тобто крім сили тертя, рівної приблизно нормальному тиску, помноженому на коефіцієнт зчеплення, по дотичній буде діяти й деяка складова нормального тиску $N \cos \beta$ (рис. 1).

Автори роботи [8] одержали наступну спрощену формулу, що має, проте, ясний фізичний зміст, що зв'язує основні параметри конвеєра й товщину гумової футерівки:

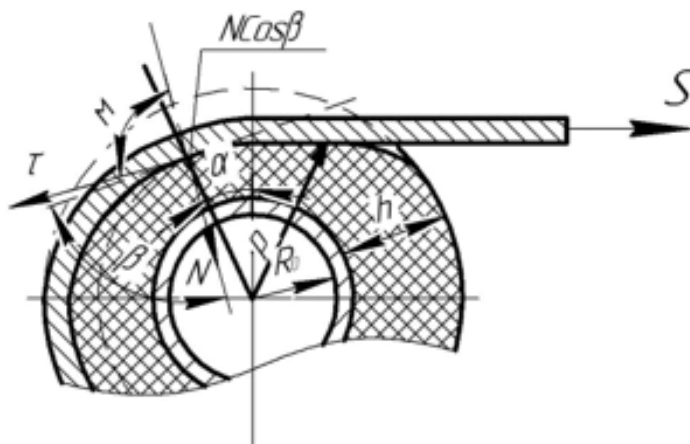


Рисунок 1 – Схема розрахунку гнучкої передачі при наявності товстої футерівки

$$f\alpha = \ln\left(1 + \frac{W}{S}\right) - \frac{hW}{\rho^2 BE}; \quad (5)$$

$$\rho = R_0 + h(1 - \Delta),$$

де E – модуль пружності гуми; B – ширина стрічки; h – товщина гумової футерівки; R_0 – радіус металевого барабана; Δ – відносна деформація стиску гумової футерівки.

З (5) можна одержати формулу Ейлера, тобто $W = S(ef\alpha - 1)$.

Як видно з (5) при тому самому α тягове зусилля буде тим більше, чим більше співвідношення h/ρ^2 і чим менше модуль пружності гуми, тому автори роботи [8] роблять наступні висновки: для ефективного збільшення тягового зусилля необхідна більша товщина гумової футерівки.

Термодинамічна модель. Така модель докладно розглянута в [9]. Згідно з нею гумову футеровку барабана будемо розглядати як відкриту термодинамічну систему, стан якої найбільше повно характеризується її внутрішньою енергією. Якщо на систему діє поле механічних сил, то перший закон термодинаміки можна записати у вигляді

$$\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \int_0^{t^*} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dt - \int_0^{t^*} \dot{q} dt, \quad (6)$$

де U_p – частина внутрішньої енергії, яка використовується на зміну структури гуми, тобто на її руйнування; \dot{q} – частина внутрішньої енергії, що виділяється у вигляді теплоти; σ – напруження; ε – відносна деформація гуми; t^* – час до руйнування (відмови) футерівки.

Якщо позначити $\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \Delta U_p^*$ й припустити, що ΔU_p^* в певних рамках іс-

нування термодинамічної системи є постійною матеріалу, то система зруйнується в момент часу t^* при рівності:

$$\Delta U_p^* = \int_0^{t^*} (\sigma_{ij} \dot{\varepsilon}_{ij} - \dot{q}) dt. \quad (7)$$

Для довговічності гумової футерівки, тобто часу t^* або кількості циклів n^* до відмови в [9] отримано вираз

$$n^* = \frac{\Delta U_p^*}{0,5 E_0 \varepsilon^2 \psi_0 \eta_p f(x, y)} \quad (8)$$

або з урахуванням старіння, тобто зміни в'язкопружних властивостей гуми в процесі експлуатації

$$\Delta U_p^* = \frac{\eta_p f(x, y) \varepsilon^2 E_0 (n^*)}{2} (\psi_0 n^* - k_\psi n^{*2}), \quad (9)$$

де ΔU_p^* – критична енергія локального руйнування футерівки, для гум з наповненням технічним вуглецем 60-65 мас.ч.

$$\Delta U_p^* = (17 \div 25) \cdot 10^{12} \text{ Дж/м}^3;$$

ψ_0 – коефіцієнт дисипації енергії; $\psi_0 = 0,7 \div 0,9$; k_ψ – коефіцієнт старіння гуми: $k_\psi = (0,35 \div 0,45) \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$; $f(x, y)$ – функція розподілу напружень по координатах гумової футерівки; E_0 – миттєве значення модуля пружності, $E_0 = (110 \div 140)$ МПа; η_p – коефіцієнт, що характеризує частину енергії, яка йде безпосередньо на руйнування гумової футерівки, $\eta_p = 0,6 \div 0,8$.

Як видно з формул (8), (9) кількість циклів до руйнування футерівки буде тим більше, чим більше критична енергія руйнування й менше твердість і відносна деформація. Для гуми величина ΔU_p^* є постійною, тому при інших параметрах ($E_0, \psi, \eta_p, \varepsilon, f(x, y)$) довговічність буде суттєво залежати від об'єму футерівки. якщо прийняти ширину й діаметр барабана незмінними, то об'єм футерівки визначається її товщиною.

При малій товщині футерівки, отже, малому об'ємі, буде незначна й кількість енергії, що поглинається гумовим шаром. У цьому випадку механічні параметри гуми, насамперед модуль пружності і коефіцієнт поглинання енергії, будуть швидко змінюватися внаслідок ефектів старіння, і футеровка буде не в змозі поглинати енергію [10]. Ознакою такого стану є різке підвищення твердості (аж до крихкого стану), збільшення твердості й зниження коефіцієнта дисипації.

Звідси можна зробити висновок: якість футерівки прямо пропорційна її товщині (безумовно, у рамках оптимальних параметрів конструкції барабана) і обернено пропорційна твердості гуми.

Динамічний коефіцієнт взаємодії. У напівемпіричній формулі (1) Ейлер використовував коефіцієнт тертя μ , справедливо вважаючись, що для опису взаємодії нитки й циліндра із гладкою поверхнею цього цілком достатньо. Жуковський розглянув це завдання більш широко й увів поняття коефіцієнта зчеплення, величини трохи меншої, чим коефіцієнт тертя. Математично формула (1)

побудована таким чином, що тільки коефіцієнти μ або f відбивають все те різноманіття механічних процесів, які відбуваються в зоні контакту. Тому для реальних стрічкових конвеєрів фізична сутність цих параметрів далеко виходить за рамки коефіцієнта тертя або коефіцієнта зчеплення й більш справедливо говорити про динамічний коефіцієнт взаємодії. Цей коефіцієнт повинен урахувати реологічні характеристики матеріалу стрічки й футерівки (з урахуванням частоти й амплітуди деформації, тобто вібронавантаженості барабана), площі контакту стрічки й барабана, коефіцієнта тертя гуми по гумі і т.д.

У загальному випадку вираз для динамічного коефіцієнта взаємодії f_q можна представити у вигляді

$$f_q = \mu_p [1 - \exp(-\beta z)]; \quad f_q < \mu_p, \quad (10)$$

де μ_p – коефіцієнт тертя гуми по гумі; β – коефіцієнт, що враховує в'язкопружні властивості стрічки й футерівки; z – коефіцієнт, що враховує геометричні особливості поверхні футерівки: площа контакту зі стрічкою (тобто розміри рифлей);

$$\beta = \beta(E_l, E_\phi, \psi_l, \psi_\phi, \nu_l, \nu_\phi); \quad z = z(h_\phi, k_\phi),$$

E_l, E_ϕ – модуль пружності стрічки й футерівки відповідно; ψ_l, ψ_ϕ – коефіцієнти дисипації енергії; ν_l, ν_ϕ – коефіцієнти Пуассона; k_ϕ – коефіцієнт, що враховує геометричні розміри рифлей; h_ϕ – товщина гумової футерівки.

Як видно з (10) динамічний коефіцієнт взаємодії з достатньою для практики точністю може бути визначений експериментально як інтегральна характеристика особливостей взаємодії в системі «стрічка – барабан – навколишнє середовище». Безумовно, величина f_q величина нелінійна й стохастична навіть для самих сприятливих умов роботи конвеєра. При спрощеному підході до розрахунків він збігається з коефіцієнтом зчеплення.

Вибір товщини футерівки з міркувань зниження вібронпруженості. На дузі обхвату, тобто поперед реальної площі контакту, виникає пружна хвиля; її частота відповідає числу обертів барабана. Величина хвилі буде визначатися властивостями гуми й зусиллям натягу стрічки. Така рухома хвиля, завдяки високій дисипації енергії гуми буде сприяти гасінню шкідливих коливань у системі «стрічка – барабан – матеріал, що транспортується» і в цілому сприяти зниженню вібронавантаженості. При малих товщинах футерівки, гасіння коливань буде мінімальним; у міру росту товщини футерівки будуть поліпшуватися й динамічні характеристики системи а, отже, знижуватися вібронпруженість.

Рекомендації для інженерної практики. Формули (5) і (8) свідчать про наступне: чим більше товщина футерівки, тим більше тягове зусилля, тим менше вібронпруженість і кращі динамічні характеристики системи «стрічка – барабан»; обмеження по товщині гумової футерівки обумовлені наступними факторами:

- економічною доцільністю;
- міцністю зв'язку «гума – метал»;
- величиною напружень зрушення-стиску в гумі.

У світовій практиці деякі фірми, наприклад, NILOS GmbH & Co, пропонують двошарову футерівку. В ідеалі футерівка повинна бути тришаровою: нижній шар h_1 з високонаповненої гуми, що володіє великою адгезією до металу; середній шар h_2 з середньо наповненої амортизаційної гуми з високими вібропоглинаючими властивостями; верхній шар h_3 повинен складатися зі зносостійкої гуми; при цьому $h_1 < h_2 < h_3$.

Для існуючих стрічкових конвеєрів можна рекомендувати наступний параметричний ряд товщин гумової футерівки: 8, 10, 16, 20, 26 мм.

Геометричні розміри рифлей і канавок диктуються розмірами барабана й ступенем забруднення в зоні контакту. Рекомендовані розміри ромбічних рифлей наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Рекомендовані ромбічні рифли

h_f , мм	10	16	20	26
a , мм	40	80	100	120
b , мм	20	40	50	60
c , мм	4	6(7)	7(8)	8
d , мм	4	5(6)	6(7)	8

*Примітка: у дужках зазначені цифри можливих варіантів геометричних розмірів рифлей; a , b – діагоналі ромба, c – ширина канавки, d – глибина канавки.

Висновки. 1. Найбільш підходящим матеріалом для футерівки барабанів є гума спеціальних марок, що приєднується до барабана за допомогою клеїв або в процесі вулканізації.

2. Гумові футерівки барабанів дозволяють поліпшити динамічні й технологічні показники стрічкових конвеєрів, підвищити їх довговічність і надійність.

3. Товщина гумової футерівки залежить від багатьох механічних, технологічних і економічних факторів; тенденції вибору параметрів футерівки свідчать про те, що у світовій практиці використовують покриття все більшої товщини; для прикладу, фірма NILOS GmbH & Co рекомендує вибирати товщину футерівки від 7 до 25 мм залежно від конструкції й призначення стрічкового конвеєра.

4. Для існуючих стрічкових конвеєрів можна рекомендувати наступний параметричний ряд товщин гумової футерівки: 8, 10, 16, 20, 26 мм.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Підйомно-транспортні машини / А.С. Кобець, В.І. Дирда, Ю.Г. Козуб та ін. Луганськ: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. 218 с.
2. Мала гірнича енциклопедія: в 3 т. / В.С. Білецький, В.С. Бойко, В.С. Бокін та ін. Донецьк: Донбас, 2004. Т. 3. 640 с.
3. Фідровська Н.М., Лук'янов І.М. Особливості розрахунку приводних барабанів стрічкових вертикальних елеваторів / Машинобудування. 2015. № 15. С. 64-70.
4. Produkte. URL: <https://www.rema-tiptop.de/> (дата звернення 05.07.2021).
5. Industrial Rubber. URL: <https://www.nilos.com/en.html> (дата звернення 07.06.2021).
6. Спиваковский А.О. Транспорт в горном деле. М.: Наука, 1985. 127 с.
7. Высочин Е.М., Смирнов В.К. О сцеплении конвейерной ленты с барабаном / Вопросы рудничного транспорта. 1970. №11. С. 40-53.
8. Высочин Е.М., Смирнов В.К., Леоненко В.Ф. О тяговой способности гибкой передачи / Вопросы рудничного транспорта. 1967. №10. С. 31-46.
9. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. К.: Наук. думка, 1988. 232 с.
10. Калганков Е.В. Расчёт долговечности резиновых футеровок шаровых рудоразмольных мельниц с учётом старения

резины / Геотехническая механика. 2013. Вып. 113. С. 181-202.

REFERENCES

1. Kobets, A.S., Dyrda, V.I., Kozub, Yu.G. et al. (2013), *Pidiomno-transportni mashyny* [Pediatric transport machines], LNU imeni Tarasa Shevchenko, Luhansk, Ukraine.
2. Biletsky, V.S., Boyko, V.S., Bokin, V.S. et al. (2004), *Mala hirnycha entsyklopediia. Tom 3* [Small mining encyclopedia. Vol. 3], Donbass, Donetsk, Ukraine.
3. Fidrovskaya, N.M. and Lukjanov, I.M. (2015), "Features of the rocking of the drive drums of the striking vertical elevators", *Mashinobuduvannya*, no. 15, pp. 64-70.
4. Produkte (2020), available at: <https://www.rema-tiptop.de/> (Accessed 5 July 2021).
5. Industrial Rubber (2021), available at: <https://www.nilos.com/en.html> (Accessed 7 June 2021).
6. Spivakovskiy, A.O. (1985), *Transport v hornom dele* [Mining transport], Nauka, Moscow, USSR.
7. Vysochin, E.M. and Smirnov, V.K. (1970), "On the adhesion of the conveyor belt to the drum", *Voprosy rudnychnoho transporta*, no. 11, pp. 40-53.
8. Vysochin, E.M., Smirnov, V.K. and Leonenko, V.F. (1967), "On the traction ability of flexible transmission", *Voprosy rudnychnoho transporta*, no. 10, pp. 31-46.
9. Dyrda, V.I. (1988), *Prochnost i razrushenie elastomernykh konstrukcij v ekstremalnykh usloviyakh* [Strength and destruction of elastomeric structures in extreme conditions], Naukova dumka, Kiev, USSR.
10. Kalhankov, Ye.V. (2013), "Calculation of the durability of rubber linings of ball ore grinding mills, taking into account the aging of rubber", *Geo-Technical Mechanics*, no. 113, pp. 181-202.

Про авторів

Пугач Андрій Миколайович, доктор наук з держуправління, професор кафедри менеджменту, публічного управління і адміністрування Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ), м. Дніпро, Україна, puhach.a.m@dsau.dp.ua

Лисиця Микола Іванович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу механіки еластомерних конструкцій гірничих машин, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), м. Дніпро, Україна, vita.igtm@gmail.com

Калганков Євген Васильович, магістр, старший викладач кафедри «Надійність і ремонт машин», Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ), м. Дніпро, Україна, kalhankov.ye.v@dsau.dp.ua

Лисиця Наталя Миколаївна, інженер, асистент кафедри комп'ютерних технологій, факультет прикладної математики, Дніпровський національний університет ім. О. Гончара, м. Дніпро, Україна, lisitsa_natalya1971@ukr.net

Грунський Денис Олександрович, магістр кафедри «Надійність і ремонт машин», Дніпровський державний аграрно-економічний університет (ДДАЕУ), м. Дніпро, Україна, denhik240@gmail.com

About the authors

Puhach Andrii Mykolaiovych, Doctor of Science in Public Administration, Professor of the Department of Management, Public Administration and Administration, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, puhach.a.m@dsau.dp.ua

Lysytsia Mykola Ivanovych, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Kalhankov Yevhen Vasylovych, Master of Science, Senior Lecturer of Department "Reliability and repair of machines", Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, kalhankov.ye.v@dsau.dp.ua

Lysytsia Natalya Mykolaivna, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine, lisitsa_natalya1971@ukr.net

Hrunskiy Denys Oleksandrovych, Master of Science in Department "Reliability and Repair of Machinery", Dnepropetrovsk State Agrarian and Economic University (DSAEU), Dnipro, Ukraine, denhik240@gmail.com

Аннотация. В статье приведено современное состояние развития транспортировочной техники, а именно ленточных конвейеров. Сегодня ленточные конвейеры используются во всех областях народного хозяйства и перемещают тысячи тон продукции, а сами конвейеры достигают 15 тысяч метров. Но вместе с широким использованием ленточных конвейеров возникает и проблема надёжности. Как показывают исследования ценные и ответственные детали такие как барабан и конвейерная лента довольно быстро изнашиваются и существенно увеличивают себестоимость транспортировочных работ. В работе установлено то, что основная причина выхода из строя барабана и ленты, вибрационные нагрузки и попадание грязи (материал, который транспортируется, влага и прочее), также учитывая тенденцию увеличения длины транспортеров увеличиваются вибрационные нагрузки, которые в разы ускоряют износ барабана.

Поэтому проблеме взаимодействия конвейерной ленты с барабаном посвящено много исследований и работ учёных. В этой литературе и исследованиях есть много решений повышения долговечности барабана и ленты, а именно футирование барабанов высокофрикционным материалом. Но очень мало работы посвящены проблеме выбора оптимальной толщины футеровки.

Как показал мировой опыт конвейеростроения, эта проблема есть довольно актуальной для конвейерного транспорта и в ряде причин довольно трудной для аналитического решения. Причина состоит, прежде всего, в отсутствии адекватных физических и математических моделей, в многообразии действующих факторов разной физической природы, особенно в зоне контакта ленты и барабана при увлажнении и попадании материала, который транспортируется.

Экспериментально установлено, что работоспособность конвейера в значительной мере зависит от степени и характера загрязнения барабана; при этом загрязнение внутренней поверхности ленты частицами материала, который транспортируется (уголь, песок, руда и т.д.) может привести к существенному снижению коэффициента сцепления. При использовании в ленточных конвейерах барабанов с резиновой футеровкой, тяговая способность ленты вместе с силами трения определяется также и величиной деформации пласта футеровки. Экспериментально установлено, что величина коэффициента сцепления прямо пропорциональна толщине резиновой футеровки и обратно пропорциональна твёрдости резины.

Резиновая футеровка барабана позволяет: повысить тяговую способность ленты; снизить динамические усилия в системе «лента – приводной барабан»; снизить вибронпряженность в деталях и узлах конвейера (футеровка гасит как низкочастотные, так и высокочастотные колебания); уменьшить изнашивание лент; благодаря наличию специальных рифлей избежать или по крайней мере, существенно снизить влияние эффекта загрязнения; уменьшить возможность автоколебательного процесса, связанного или с высокими скоростями ленты (около 20 м/с), или с явлением её пробуксовки: одна из основных причин – загрязнение в зоне контакта.

Ключевые слова: ленточный конвейер, барабан, резиновая футеровка, диссипация, коэффициент диссипации, физико-механические свойства, старение, коэффициент сцепления

Abstract. In the paper, the current state of development of transport equipment, namely belt conveyors, is presented. Today, belt conveyors are used in all sectors of the economy and transport thousands of tons of products; their length can reach 15 thousand meters. But along with the widespread use of the belt conveyors there is a problem of their reliability. According to researches, the most valuable and responsible parts such as drum and conveyor belt wear out rapidly and significantly increase the cost of transportation. In this paper, it is stated that the main cause of the drum and belt failure is vibration loads and dirt (transported material, moisture, etc.); besides, with taking into account the trend of increase of the conveyor length, vibration loads also increases, hence, accelerating the drum wear.

Therefore, many studies and works of scientists are focused on the problem of interaction between conveyor belt and the drum proposing a lot of solutions on how to increase life of the drum and belt, namely the lining of the drums with high-friction material. And only few of them are devoted to the problem of choosing the optimal thickness of the lining.

As the world experience on conveyor construction shows, this problem is quite relevant for conveyor transport and, for a number of reasons, is quite difficult for obtaining an analytical solution. The reason is, first of all, the absence of adequate physical and mathematical models and in a variety of operating factors of different physical nature, especially in zone of the belt contact with the drum when it becomes wet or pieces of transported material occurred in it.

It is experimentally established that efficiency of conveyor largely depends on the degree and nature of contamination of the drum because contamination of the inner surface of the belt with particles of transported material (coal, sand, ore, etc.) can lead to a significant reduction in the coefficient of adhesion. When drums with rubber lining are used in the belt conveyors, tractive ability of the belt, as well as forces of friction, is also determined by the rate of deformation of the lining layer. It is experimentally established that value of the coefficient of adhesion is directly proportional to the thickness of the rubber lining and inversely proportional to the hardness of the rubber.

The rubber lining of the drum allows to: increase traction of the belt; reduce dynamic forces of the “belt-drive drum” system; reduce vibration stress in parts and assemblies of the conveyor (lining dampens both low-frequency and high-frequency oscillations); reduce belt wear; eliminate or at least significantly reduce the impact of contamination due to special corrugations; reduce a possibility of occurrence of self-oscillating process associated with either high belt speeds (about 20 m/s), or with the phenomenon of its slip: one of the main reasons is contamination in the contact zone.

Keywords: belt conveyor, drum, rubber lining, dissipation, dissipation coefficient, physical and mechanical properties, aging, adhesion coefficient.

Стаття надійшла до редакції 10.02.2021