

© К.С. Заболотний¹, О.В. Панченко¹, М.В. Ковирєв¹

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ У БАГАТОШАРОВІЙ НАМОТЦІ ГУМОВОТРОСОВОГО КАНАТА

© K. Zabolotnyi¹, O. Panchenko¹, M. Kovyrev¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

DETERMINATION OF DESIGN FORCE FACTORS IN A MULTILAYER WINDING OF A RUBBER ROPE CABLE

Мета. Основна мета цього дослідження полягає у визначенні розрахункових навантажень у витках багатошарової намотки гумотросового каната на основі вдосконаленого методу розрахунку силових факторів з урахуванням відсутності поздовжнього стиснення каната в багатошаровій намотці та залежності жорсткісних характеристик шарів від параметрів багатошарової намотки.

Методика базується на аналізі наукових робіт провідних фахівців у галузі машинобудування, що спеціалізуються на розробці підймальних машин з гумотросовим канатом. Під час розроблення моделі визначення розрахункових силових факторів у багатошаровій намотці гумовотросового каната використано методи математичного моделювання.

Результати. Розв'язуючи задачі на визначення силових факторів у багатошаровій намотці гумовотросового каната, модель її бобінного органа уявили у вигляді послідовно надягнених одне на одне кілець кінцевої товщини, при цьому натяг троса не змінюється в межах шару стрічки; між тросами суміжних ділянок шарів стрічки радіальний тиск у гумі постійний; при надяганні кілець значення переміщень і напружень підсумовуються. Запропонований метод розрахунку силових факторів включає компоненти з визначення переміщень шару пакета гумотросового каната, коефіцієнтів поперечної жорсткості та розширення, апроксимуючих поліномів коефіцієнтів стиснення, навантажень і деформацій шарів каната.

Наукова новизна. Уперше запропоновано структурно-функціональну експоненційну модель розподілу приведенного тиску у витках багатошарового гумовотросового каната, яка враховує нелінійне зменшення контактних навантажень від центру намотування до периферії. Модель описується експоненціальною залежністю виду $\theta(j) = a \cdot e^{-bj} + c$ і забезпечує апроксимацію експериментально-аналітичних даних з похибкою менше 0,3 %. Це дозволяє використовувати її для швидкого і достовірного інженерного аналізу напружено-деформованого стану витків у багатошаровому укладанні.

Практична значимість. Розроблена математична модель визначення розрахункових навантажень у витках багатошарової намотки гумотросового каната дозволяє знаходити такі значення параметрів бобінного підйомника, що дозволять уникнути небезпеки появи динамічних ефектів під час аварійного та робочого гальмування пристрою, викликаних крутильною жорсткістю тіла намотки.

Ключові слова: бобінна підймальна машина, гумотросовий канат, багатошарова намотка, тіло намотки, композитний матеріал, силові фактори.

Аналіз стану розгляду питання. Наразі виникла необхідність створення потужних підйомників на глибини понад 1500 м. Фахівці НТУ «ДП»,

«Кривбаспроекту», НКМЗ запропонували використання гумотросових стрічок і канатів (ГТС і ГТК) з такими високими міцнісними характеристиками як тяговий канат великовантажних бобінних підйомників дає можливість переключитися на вирішення транспортних проблем глибоких шахт, кар'єрів і глибоководного підйому. Л.В. Колосов і його послідовники теоретично і практично обґрунтували створення бобінних підймальних установок із ГТК і таких самих установок зі шківками тертя для вертикальних шахт, кар'єрів і морського видобутку.

Особливість бобінного підйому – у багатошаровій намотці гумотросового каната, що може викликати руйнування самого каната, бобіни або інших елементів шахтної підйальної машини. К.С. Заболотний, Л.В. Колосов та М.В. Полушина визначили раціональні параметри бобінних підйомників [1–4]. Для встановлення радіальних навантажень використовувалися лінійні математичні моделі Б.С. Ковальського та Ю.М. Тарнопольського. Справа в тому, що при моделюванні в тілі намотки ГТК допускалося поздовжнє стиснення тросів у канаті та при взаємодії каната з поверхнею бобіни не враховувався вплив на його поперечну жорсткість. У результаті неправильно визначалися розрахункові радіальні навантаження в намотці та її конструктивні параметри (ширина каната, початковий радіус бобіни). Аналіз фізичних експериментів засвідчив, що задачу необхідно вирішувати у плані нелінійної постановки: враховувати нелінійність жорсткісних характеристик шару в пакеті ГТК.

Багатошарову намотку широко використовують під час виробництва композиційних матеріалів, хімічних волокон, паперу, магнітної стрічки, кіноплівки, в електро- і радіотехніці, текстильній промисловості тощо. Однак наявні теорії намотування нитки та ізотропної стрічки не можуть бути застосовані до намотування гумотросового каната, оскільки впливають особливості його будови.

Прикладні теорії багатошарових анізотропних оболонок (роботи С.А. Амбарцумяна, В.Л. Бідермана, К.З. Галімова, Е.І. Григолюка, Я.М. Григоренка, О.П. Прусакова та багатьох інших) неможливі через специфіку навантаження й умов закріплення тіла намотки на відміну від типових багатошарових оболонок, наприклад, балонів шин.

Відомі також підходи Ю.М. Тарнопольського і Б.С. Ковальського, недоліки яких у тому, що багатошарову намотку розглядали як одномірну задачу без урахування залежності жорсткісних характеристик шарів намотування від загального числа шарів і місця розташування шару в намотуванні. При цьому допускалося стиснення троса.

Конструкція ГТК має волокнисту структуру, що складається з матеріалів істотно різних фізико-механічних властивостей, що ускладнює створення математичної моделі тіла намотки.

Мета роботи – визначення розрахункових навантажень у витках багатошарової намотки гумотросового каната шахтної підйальної машини.

Для дослідження напружено-деформованого стану багатошарової намотки гумотросової стрічки застосовуємо підхід, аналогічний роботам Ю.М. Тарнопольського і Б.С. Ковальського, що полягає в послідовному надяганні замкнутих попередньо розтягнутих кілець.

Визначимо значення натягу $T_{i,j}$ і тиску $Q_{i,j}$ в тілі намотування (рис. 1) від таких параметрів:

- коефіцієнта обмеженості $f_{i,j}$ (враховує крайовий ефект під час контакту гумотросової стрічки з поверхнею органа намотування);
- кількості витків тертя i_{mp} ;
- співвідношення D/d ;
- закону зміни навантажень χ_j ;
- загальної кількості витків N ;
- коефіцієнта анізотропії ϖ (характеризується відношенням модулів пружності в напрямку намотування E_θ та в радіальному напрямку E_r). Для наявних гумотросових стрічок зазначений коефіцієнт перебуває в діапазоні $58 \leq \varpi \leq 65$.

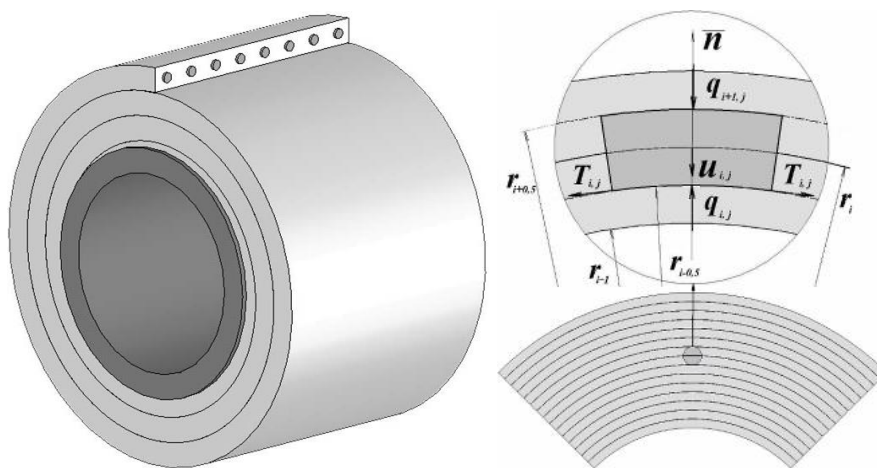


Рис. 1. Модель багат шарового намотування гумотросового каната

Прийняті припущення:

- бобінне намотування стрічки представлено у вигляді послідовно надягання одне на одне кілець кінцевої товщини;
 - натяг троса не змінюється в межах шару стрічки;
 - між тросами суміжних ділянок шарів стрічки радіальний тиск у гумі постійний;
 - при надяганні кілець значення переміщень і напружень підсумовуються.
- У дослідженнях використано закон Гука для натягу троса:

$$T_{i,j} = B_{mp} E_e h t m \frac{u_{i,j} + U_i}{r_i}, \quad (1)$$

де r_i – радіус середньої лінії i -го шару (див. рис. 1); U_i – початкове переміщення i -го шару; E_e – модуль пружності гуми; B_{mp} – коефіцієнт поздовжньої жорсткості шару пакета ГТС; m – загальна кількість тросів; h – товщина стрічки; t – крок тросів у стрічці; $u_{i,j}$ – переміщення i -го шару під час намотування j -го шару.

У зв'язку з високою податливістю тіла намотки в поперечному напрямку з кожним наступним витком під дією зусилля натягу шари, що лежать нижче, в радіальному напрямку деформуються. Радіальний тиск на двох суміжних півшарах постійний. Так, під час надягання першого кільця на жорстку оправку тиск зовнішньої межі кільця дорівнює нулю, а внутрішньої межі кільця й оправки – за законом Гука:

$$q_{1,j} = -u_{1,j} B_{i,j} E_z / 0,5h, \quad (2)$$

де $B_{i,j} = B_n f_{i,j}$ – коефіцієнт поперечної жорсткості шару пакета ГТС [5, 6]; B_n – коефіцієнт поперечної жорсткості пакета, що враховує тільки геометрію конструкції та фізико-механічні властивості компонентів; $f_{i,j}$ – коефіцієнт обмеженості шару ГТС у поперечному напрямку, що враховує крайовий ефект під час контакту ГТС із поверхнею органа намотування (коефіцієнт збільшення радіальної жорсткості i -го витка під час намотування j -го витка) [6–7].

Для всього тіла намотування закон Гука має вигляд:

$$q_{i,j} = B_{i,j} E_z \frac{u_{i-1,j} - u_{i,j}}{h}. \quad (3)$$

Запишемо рівняння рівноваги для тіла намотування:

$$\begin{aligned} \frac{T_{j,j}}{mt} &= q_{j,j} r_{j-0,5} \quad \text{якщо} \quad i = j; \\ \frac{T_{i,j}}{mt} &= q_{i,j} r_{i-0,5} - q_{i+1,j} r_{i+0,5} \quad \text{якщо} \quad i = 1, \dots, j-1. \end{aligned} \quad (4)$$

Перейдемо до безрозмірних наведених величин:

$\rho_i = r_i / R_0$ – радіус середньої лінії i -го шару, де R_0 – радіус барабана;

$D_0 = 2R_0 / d$ – діаметр обичайки;

$\delta = h / R_0$ – товщина шару;

$\tau_{i,j} = T_{i,j} / mT_0$ – натяг троса;

$\theta_{i,j} = q_{i,j} t R_0 / T_0$ – тиск на i -й шар від намотування j -го;

$v_{i,j} = u_{i,j} B_n E_z R_0 t / T_0 h$ – переміщення i -го шару;

Позначимо: $\xi = \pi^2 \delta^2$ – об'єднує в собі поняття тонкостінності та конструктивної анізотропії.

Тоді основні рівняння (1–4) набудуть вигляду:

–закон Гука в поздовжньому напрямку:

$$\tau_{j,j} = \chi_j, \quad \tau_{i,j} = \xi \frac{v_{i,j} + \Pi_i}{\rho_i}, \quad (5)$$

де χ_j – коефіцієнт зменшення натягу; Π_i – наведене первісне початкове переміщення i -го шару;

–закон Гука в радіальному напрямку:

$$\theta_{1,j} = -2f_{1,j} v_{1,j}, \quad \theta_{i,j} = f_{i,j} (v_{i-1,j} - v_{i,j}); \quad (6)$$

–рівняння рівноваги:

$$\tau_{i,j} = \theta_{i,j} \rho_{i-0,5} - \theta_{i+1,j} \rho_{i+0,5}, \quad \tau_{j,j} = \theta_{j,j} \rho_{j-0,5}. \quad (7)$$

Розглянемо основні формули для надягання перших чотирьох кілець.

Перше кільце.

За законом Гука в поздовжньому напрямку виконується співвідношення $\tau_{1,1} = \chi_1$.

З умови рівноваги випливає: $\theta_{1,1} = \chi_1 / \rho_{1-0,5}$.

Із закону Гука в радіальному напрямку отримаємо: $v_{1,1} = -\theta_{1,1} / 2f_{1,1}$.

Із закону Гука в поздовжньому напрямку видно: $\Pi_1 = (\tau_{1,1} \rho_1 / \xi) - v_{1,1}$.

Друге кільце.

За законом Гука в поздовжньому напрямку виконуються співвідношення:

$$\tau_{2,2} = \chi_2, \quad \tau_{1,2} = \xi (v_{1,1} + \Pi_1) / \rho_1.$$

З рівняння рівноваги випливає: $\tau_{1,2} = \theta_{1,2} \rho_{1-0,5} - \theta_{2,2} \rho_{1+0,5}$, $\theta_{2,2} = \chi_2 / \rho_{2-0,5}$.

За законом Гука в радіальному напрямку приведений тиск другого кільця на перше $\theta_{1,2} = -2f_{1,2} v_{1,2}$.

Запишемо рівняння рівноваги:

$$\xi (v_{1,2} + \Pi_1) / \rho_1 = -2f_{1,2} v_{1,2} \rho_{1-0,5} - \theta_{2,2} \rho_{1+0,5}.$$

Приведене переміщення другого кільця

$$v_{2,2} = v_{1,2} - \frac{\theta_{2,2}}{f_{2,2}}, \quad v_{1,2} = -\frac{\theta_{2,2} \rho_{1+0,5} + \Pi_1 \frac{\xi}{\rho_1}}{2\xi f_{1,2} \rho_{1-0,5} + \frac{\xi}{\rho_1}}.$$

Приведене початкове переміщення другого кільця $\Pi_2 = \frac{\tau_{2,2} \rho_2}{\xi} - v_{2,2}$.

Третє кільце.

За законом Гука в поздовжньому напрямку виконуються співвідношення:

$$\tau_{3,3} = \chi_3, \quad \tau_{1,3} = \xi \frac{v_{1,3} + \Pi_1}{\rho_1}, \quad \tau_{2,3} = \xi \frac{v_{2,3} + \Pi_2}{\rho_2}.$$

З рівняння рівноваги випливає:

$$\tau_{1,3} = \theta_{1,3} \rho_{1-0,5} - \theta_{2,3} \rho_{1+0,5}, \quad \tau_{2,3} = \theta_{2,3} \rho_{2-0,5} - \theta_{3,3} \rho_{2+0,5}, \quad \theta_{3,3} = \chi_3 / \rho_{3-0,5}.$$

За законом Гука в радіальному напрямку:

$$\theta_{1,3} = -2 f_{1,3} v_{1,3}, \quad \theta_{2,3} = f_{2,3} (v_{1,3} - v_{2,3}).$$

Запишемо рівняння рівноваги для тіла намотки, що складається з трьох кілець:

$$\begin{cases} -2 f_{1,3} v_{1,3} \rho_{1-0,5} - f_{2,3} (v_{1,3} - v_{2,3}) \rho_{1+0,5} = \xi (v_{1,3} + \Pi_1) / \rho_1; \\ f_{2,3} (v_{1,3} - v_{2,3}) \rho_{2-0,5} - \theta_{3,3} \rho_{3-0,5} = \xi (v_{2,3} + \Pi_2) / \rho_2. \end{cases}.$$

Перетворимо цю систему рівнянь до стандартного вигляду:

$$[A] \cdot \{v\} = \{B\}. \quad (8)$$

Тут A – матриця жорсткості; B – вектор навантаження.

$$A = \begin{vmatrix} 2f_{1,3} \rho_{1-0,5} + f_{2,3} \rho_{1+0,5} + \frac{\xi}{\rho_1} & -f_{2,3} \rho_{1+0,5} \\ -f_{2,3} \rho_{1+0,5} & f_{2,3} \rho_{1+0,5} + \frac{\xi}{\rho_2} \end{vmatrix}; \quad B = \begin{vmatrix} -\Pi_1 \frac{\xi}{\rho_1} \\ -\Pi_2 \frac{\xi}{\rho_2} - \theta_{3,3} \rho_{3-0,5} \end{vmatrix}.$$

Використовуючи метод виключення Гауса, отримаємо розв'язок системи рівнянь (8) із трьома знаками точності. Тоді приведені переміщення

$$v_{3,3} = v_{2,3} - \frac{\theta_{3,3}}{f_{3,3}}.$$

Приведене початкове переміщення третього кільця: $\Pi_3 = \frac{\tau_{3,3} \rho_3}{\xi} - v_{3,3}$.

Четверте кільце.

За законом Гука в поздовжньому напрямку виконуються співвідношення:

$$\tau_{4,4} = \chi_4, \quad \tau_{1,4} = \xi \frac{v_{1,4} + \Pi_1}{\rho_1}, \quad \tau_{2,4} = \xi \frac{v_{2,4} + \Pi_2}{\rho_2}, \quad \tau_{3,4} = \xi \frac{v_{3,4} + \Pi_3}{\rho_3}.$$

З рівняння рівноваги випливає:

$$\begin{aligned} \tau_{1,4} &= \theta_{1,4} \rho_{1-0,5} - \theta_{2,4} \rho_{1+0,5}, \quad \tau_{2,4} = \theta_{2,4} \rho_{2-0,5} - \theta_{3,4} \rho_{2+0,5}, \\ \tau_{3,4} &= \theta_{3,4} \rho_{3-0,5} - \theta_{4,4} \rho_{3+0,5}, \quad \theta_{4,4} = \chi_4 / \rho_{4-0,5}. \end{aligned}$$

За законом Гука в радіальному напрямку:

$$\theta_{1,4} = -2 f_{1,4} v_{1,4}, \quad \theta_{2,4} = f_{2,4} (v_{1,4} - v_{2,4}), \quad \theta_{3,4} = f_{3,4} (v_{2,4} - v_{3,4}).$$

Запишемо рівняння рівноваги для тіла намотки, що складається з чотирьох кілець:

$$\begin{cases} -2 f_{1,4} v_{1,4} \rho_{1-0,5} - f_{2,4} (v_{1,4} - v_{2,4}) \rho_{1+0,5} = \xi (v_{1,4} + \Pi_1) / \rho_1; \\ f_{2,4} (v_{1,4} - v_{2,4}) \rho_{2-0,5} - f_{3,4} (v_{2,4} - v_{3,4}) \rho_{2+0,5} = \xi (v_{2,4} + \Pi_2) / \rho_2; \\ f_{3,4} (v_{2,4} - v_{3,4}) \rho_{3-0,5} - \theta_{4,4} \rho_{4-0,5} = \xi (v_{3,4} + \Pi_3) / \rho_3. \end{cases}$$

Перетворимо отриману систему рівнянь до стандартного вигляду (8) де:

$$\begin{aligned}
 A_{1,1} &= 2f_{1,4} \rho_{1-0,5} + f_{2,4} \rho_{1+0,5} + \frac{\xi}{\rho_1}, \quad A_{1,2} = -f_{2,4} \rho_{1+0,5}, \quad A_{1,3} = 0, \\
 A_{2,1} &= -f_{2,4} \rho_{1+0,5}, \quad A_{2,2} = f_{2,4} \rho_{2-0,5} + f_{3,4} \rho_{2+0,5} + \frac{\xi}{\rho_2}, \quad A_{2,3} = -f_{3,4} \rho_{2+0,5}, \\
 A_{3,1} &= 0, \quad A_{3,2} = -f_{3,4} \rho_{2+0,5}, \quad A_{3,3} = f_{3,4} \rho_{3-0,5} + \frac{\xi}{\rho_3}, \\
 B &= \begin{pmatrix} -\Pi_1 \frac{\xi}{\rho_1} \\ -\Pi_2 \frac{\xi}{\rho_2} \\ -\Pi_3 \frac{\xi}{\rho_3} - \theta_{4,4} \rho_{4-0,5} \end{pmatrix}.
 \end{aligned}$$

За методом виключення Гауса, отримаємо розв'язок системи рівнянь рівноваги з трьома знаками точності, а приведені переміщення:

$$v_{4,4} = v_{3,4} - \frac{\theta_{4,4}}{f_{4,4}}.$$

Приведене первісне переміщення четвертого кільця на початковому етапі:

$$\Pi_4 = \frac{\tau_{4,4} \rho_4}{\xi} - v_{4,4}.$$

При порівнянні формул третього і четвертого кілець видно, що система рівнянь стала регулярною. З цього випливає, що можна записати формули в загальному вигляді, починаючи з третього кільця.

Наведені натяг і тиск, що діють на останній виток:

$$\tau_j = \chi_j, \quad \theta_j = \chi_j / \rho_{j-0,5}. \quad (9)$$

Матриця жорсткості та вектор навантаження

$$A_{1,1} = 2f_{1,j} \rho_{1-0,5} + f_{2,j} \rho_{1+0,5} + \frac{\xi}{\rho_1};$$

$$\text{якщо } i = 2 \dots j-2 \quad A_{i,i} = f_{i,j} \rho_{i-0,5} + f_{i+1,j} \rho_{i+0,5} + \frac{\xi}{\rho_i}; \quad A_{j-1,j-1} = f_{j-1,j} \rho_{j-1-0,5} + \frac{\xi}{\rho_{j-1}} \quad (10)$$

$$\text{якщо } i = 1 \dots j-2 \quad A_{i,i+1} = -f_{i+1,j} \rho_{i+0,5}; \quad A_{i+1,i} = -f_{i+1,j} \rho_{i+0,5};$$

$$B_i = -\Pi_i \frac{\xi}{\rho_i}; \quad B_{j-1} = -\Pi_{j-1} \frac{\xi}{\rho_{j-1}} - \theta_{j,j} \rho_{j-0,5}.$$

Використовуючи метод виключення Гауса, отримаємо приведені переміщення тіла намотки $v_{i,j}$. Тоді приведені переміщення намотуваного витка:

$$v_j = v_{j-1} - \frac{\theta_j}{f_{j,j}}. \quad (11)$$

Приведене початкове переміщення:

$$\Pi_j = \frac{\tau_{j,j} \rho_j}{\xi} - v_{j,j}. \quad (12)$$

Приведені натяг і тиск, що діють на тіло намотки:

$$\begin{aligned} \text{якщо } i = 2 \dots j-2 \quad \tau_i &= \xi \frac{v_i + \Pi_i}{\rho_i}; \quad \theta_{1,j} = -2 f_{1,j} v_{1,j}; \\ \text{якщо } i = 1 \dots j-2 \quad \theta_i &= f_{i,j} (v_{i-1} - v_i). \end{aligned} \quad (13)$$

Для оцінки достовірності запропонованої моделі (формули (9) – (13)) порівняємо її з відомими моделями Ю.М. Тарнопольського і Б.С. Ковальського (рис. 2). За рівних початкових умов підходи ідентичні (похибка не перевищує 3%).

Далі приймемо:

- перший шар каната багат шарового намотування зафіксовано на поверхні бобіни ($f_{i,j} \geq 1$);
- на бобіні намотано три витки тертя ($i_{mp} = 3$);
- поздовжня жорсткість каната на стиск еквівалентна жорсткості гуми.

На рис. 3 наведено результати аналізу напружено-деформованого стану, виконані за методикою Б.С. Ковальського (крива 1) і авторів (крива 2). Розрахунок виконано для бобінної підіймальної машини на базі РТК-7600.

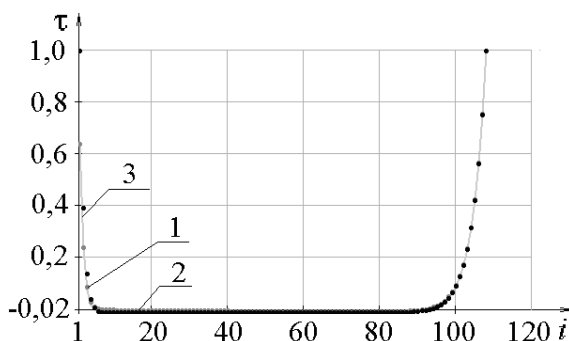


Рис. 2. Оцінка достовірності.
Зміна натягу в тросі від числа витків для моделей:
1 – Ю.М. Тарнопольського,
2 – Б.С. Ковальського,
3 – рекомендовані авторами

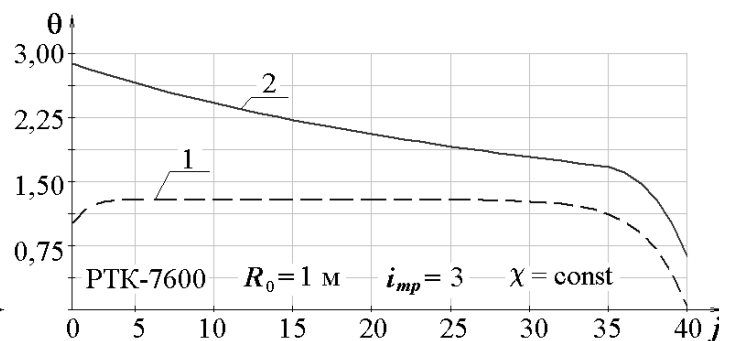


Рис. 3. Зміна приведенного тиску у витках каната бобіни за методиками:
1 – Б.С. Ковальського; 2 – авторів

Порівняльний аналіз довів, що поведінка кривої 1 не відповідає фізичному сенсу: незважаючи на те, що за постійного натягу каната від кінцевого навантаження збільшується радіус намотування і зменшується радіальний тиск на верхній виток через нехтування товщиною витка, радіальний тиск у витках переважно є постійним; на перших витках радіальний тиск менший, ніж на наступних, що зумовлено подовжнім стисненням цих витків каната; зменшене значення параметра θ за кривою 1 у 2–2,5 рази пояснюється нехтуванням взаємодії першого витка каната з поверхнею бобіни та можливістю подовжнього стискання каната в намотуванні від радіального тиску, що допускається моделлю.

Згідно з експериментально-аналітичними даними (див. рис. 3, крива 2), зміна приведенного тиску $\theta(j)$ у витках каната моделюється з високим ступенем точності експоненціальною залежністю виду:

$$\theta(j) = a \cdot e^{-bj} + c,$$

де j – порядковий номер витка каната; $\theta(j)$ – приведений питомий тиск у відповідному витку; $a = 9447,59$, $b = 7,29 \times 10^{-6}$, $c = -9444,72$ – параметри апроксимації, визначені методом найменших квадратів. Середньоквадратична похибка апроксимації становить $MSE=0,00255$.

Ця функція відображає поступове спадання тиску з наближенням до зовнішніх витків бобіни. Спостерігається виражена експоненційна тенденція з насиченням: при великих j значення θ асимптотично наближається до постійного мінімуму.

Висновки.

1. Новизна запропонованого методу розрахунку силових чинників у багат шаровому намотуванні гумовотросового каната полягає в тому, що в математичній моделі напружено-деформованого стану додатково враховано два фактори: 1) стиснення троса в подовжньому напрямі обмежене гумовою матрицею; 2) жорсткісні характеристики кілець гумовотросового каната залежать від їхньої загальної кількості та розташування в намотуванні. Нехтування цими факторами може в 2 – 2,5 рази зменшити розрахункову величину силових чинників і стати причиною руйнування каната та інших елементів бобіни

2. Значення навантажень у бобіні, визначені за формулами Ю.М. Тарнопольського, Б.С. Ковальського та (9) – (13), за однакових умов ідентичні. Похибка становить 2 – 3 %.

Перелік посилань

1. Kolosov, D., Dolgov, O., & Kolosov, A. (2013). The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates. Annual Scientific-Technical Collection. *Mining of Mineral Deposits*, 1, 351–357.
2. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., & Zhupiiiev, O. (2019). Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine. *E3S Web of Conferences*, 109, 00121. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>
3. Belmas, I., & Kolosov, D. (2011). The stress-strain state of the stepped rubber-rope cable in bobbin of winding. *Technical and Geoinformational Systems in Mining*, 211–214.

4. Belmas, I., Kogut, P., Kolosov, D., Samusia, V., & Onyshchenko, S. (2019). Rigidity of elastic shell of rubber-cable belt during displacement of cables relatively to drum. *E3S Web of Conferences*, 109, 00005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900005>
5. Zabolotny, K., & Panchenko, E. (2010). Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubberrope cable. *New Techniques and Technologies in Mining*, 223–229.
6. Zabolotnyi, K.S., Panchenko, O.V., Zhupiiiev, O.L., & Polushyna, M.V. (2018). Influence of parameters of a rubber-rope cable on the torsional stiffness of the body of the winding. *Scientific bulletin of the National Mining University*, 5, 54–63.
7. Ковирев, М. В., Заболотний, К. С., Панченко, О. В., & Кухар, В. Ю. (2024). Розробка моделі багатопшарової намотки каната із композитного матеріалу. *Математичне Моделювання*, 1(50), 64–75. [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(50\)2024.305037](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(50)2024.305037)

ABSTRACT

Purpose. The main purpose of this study is to determine the design loads in the coils of a multilayer rubber-rope cable winding based on an improved method for calculating force factors, taking into account the absence of longitudinal compression of the rope in a multilayer winding and the dependence of the stiffness characteristics of the layers on the parameters of the multilayer winding.

The methods. is based on the analysis of scientific works by leading specialists in the field of mechanical engineering specializing in the development of hoisting machines with a rubber-rope cable. Mathematical modeling methods were used to develop a model for determining the estimated force factors in a multilayer rubber-rope cable winding.

Findings. Solving the problem of determining the force factors in a multilayer rubber-rope cable winding, the model of its spool body is represented as rings of finite thickness successively put on each other, while the cable tension does not change within the tape layer; between the cables of adjacent sections of the tape layers, the radial pressure in the rubber is constant; when the rings are put on, the values of displacements and stresses are summed up. The proposed method for calculating force factors includes components for determining the displacements of the layer of the rubber rope cable, the coefficients of transverse stiffness and expansion, and the approximating polynomials of the compression coefficients, loads, and deformations of the rope layers.

The originality. For the first time, a structural-functional exponential model of the distribution of the reduced pressure in the coils of a multilayer rubber-rope cable winding is proposed, which takes into account the nonlinear decrease in contact loads from the center of the winding to the periphery. The model is described by an exponential dependence of the form $\theta(j) = a \cdot e^{-bj} + c$ and provides an approximation of experimental and analytical data with an error of less than 0.3%. This makes it possible to use it for fast and reliable engineering analysis of the stress-strain state of coils in multilayer rubber-rope cable winding.

Practical implementation. The developed mathematical model for determining the design loads in the coils of a multilayer rubber-rope cable winding makes it possible to find such values of the parameters of a spool hoist that will avoid the danger of dynamic effects during emergency and operational braking of the device caused by the torsional stiffness of the winding body.

Keywords: *bobbin hoisting machine, rubber-rope cable, multilayer winding, the body of the winding, composite material, force factors.*