

© К.С. Заболотний¹, О.В. Панченко¹, В.Ю. Кухар¹, О.Л. Жупієв¹,
М.В. Полушина¹, Т.В. Москальова¹, О.В. Анциферов¹

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

ОБГРУНТУВАННЯ АЛГОРИТМУ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КОМПОЗИТНОЇ ФУТЕРІВКИ БАРАБАНІВ ШАХТОВИХ ПІДЙМАЛЬНИХ МАШИН

© K. Zabolotnyi¹, O. Panchenko¹, V. Kukhar¹, O. Zhupiiiev¹,
M. Polushyna¹, T. Moskalova¹, O. Antsiferov¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

JUSTIFICATION OF THE ALGORITHM FOR SELECTING PARAMETERS OF COMPOSITE LININGS FOR DRUMS OF MINE HOISTING MACHINES

Мета. Виконати аналіз напружено-деформованого стану в циліндричних барабанах шахтових підймальних машинах. Вивчити вплив параметрів жорсткості еластичного футерування, виконаного з композитного матеріалу, та лобовини барабана на розподіл напружень в його обичайці. За результатами аналізу необхідно ідентифікувати оптимальні конструкційні характеристики покриття, які дадуть змогу мінімізувати ці напруження.

Методика. Проведено теоретичний аналіз наявних наукових досліджень у цій сфері машинобудування. На його основі було розроблено алгоритм визначення найбільш ефективних параметрів футерування. Виявилось, що застосувавши напіваналітичні методи розрахунку, можна з більшою точністю оцінити вплив геометричних і жорсткісних властивостей конструкції на інтенсивність напружено-деформованого стану в барабанах шахтових машин.

Результати. Аналіз напружено-деформованого стану в циліндричних барабанах шахтових підймальних машинах виявив дві ключові зони напружень в його обичайці, інтенсивність яких безпосередньо залежить від радіальної та згинальної жорсткості лобовини. Застосування розробленого алгоритму створює можливість суттєво знизити рівень напружень у металевій обичайці барабана в середньому приблизно на 20 %. Завдяки цьому буде підвищено міцність і довговічність конструкцій.

Наукова новизна. У дослідженні запропоновано підхід до визначення оптимальних параметрів еластичного футерування. Уперше продемонстровано, як, скориставшись еластичним покриттям із композитного матеріалу можна поліпшити характеристики підйому та продовжити термін експлуатації канатів.

Практична значимість. Застосування результатів дослідження має сприяти підвищенню ефективності й надійності шахтових підймальних машин, а також зниженню ризиків припинення їхньої роботи через зменшення напружень у металевих обичайках барабанів.

Ключові слова: напружено-деформований стан, циліндричний барабан, підймальна машина, еластичне футерування, композитний матеріал, жорсткість лобовини, алгоритм оптимізації, зниження напружень, підвищення довговічності.

Аналіз стану розгляду питання. Підвищення конкурентноспроможності виробів гірничого машинобудування відіграє ключову роль у процесі видобутку корисних копалин. Одним із шляхів досягнення результатів у цьому процесі є

розвиток методик розрахунку параметрів гірничих машин на основі використання засобів комп'ютерного та математичного моделювання [1].

Шахові підймальні установки – це основний вид транспорту, що з'єднує підземні виробки з поверхнею, а їхній ключовий елемент – шахтова підймальна машина (ШПМ). Сучасні ШПМ відносяться до найпотужніших пристроїв у стаціонарному обладнанні шахти. Основний такого обладнання – підймальна машина з циліндричними барабанами. Найбільші сучасні вітчизняні барабани ШПМ забезпечують корисну вантажопідймальність до 35 тонн з глибини до 1000 метрів, коли швидкість підйому становить 20 м/с. Виконавчим органом ШПМ є циліндричний барабан, її найважливіший елемент на нього діють високі статичні навантаження.

Розробку наукових методів обґрунтування конструктивних параметрів шахтових підймальних установок відображено в різних наукових працях [1, 2]. Автори досліджень ставили завдання визначити вплив геометричних і жорсткісних характеристик зміцненої конструкції барабана [3], гальмівних пристроїв [4, 5] на рівень напружено-деформованого стану в ньому, а також розробити метод визначення розрахункових навантажень [6], створити інженерні методики вибору параметрів раціональних конструкцій робочих органів шахтових підймальних машин [7, 8]. До того ж було актуальним підвищення канатомісткості однобарабанної ШПУ, обґрунтування параметрів пристрою для зневоднення канатів [9], удосконалення методу розрахунку силових факторів у витках багат шарової намотки гумотросового каната [10], визначення впливу параметрів цього каната на крутильну жорсткість тіла намотки [11].

Основна частина дослідження. Авторами цієї роботи запропоновано використання неметалевого еластичного футерування барабанів шахтових підймальних машин. Покриття виконано з композиційного матеріалу фенолокапрону. Ця конструктивна особливість сприяє зміні відстані підйому вантажів та підвищенню термінів служби канатів.

Розрахунок параметрів футерованого барабана під час навантаження намотаним канатом дає можливість отримання результатів у напіваналітичному вигляді, на базі яких можливе розроблення рекомендацій щодо вибору параметрів футерування та лобовини барабанів. Отже, наразі постає актуальне наукове завдання – обґрунтувати алгоритм встановлення раціональних характеристик еластичного покриття барабанів шахтних підйомних машин є актуальною науковою задачею.

Барабан шахтової підйальної машини являє собою циліндричну оболонку, поверхню якої охоплює еластичне футерування, конструктивно складене з брусів, розміщених уздовж твірної лінії обичайки барабана і закріплених болтами. Барабан посилено кільцями жорсткості, його з'єднано з лобовинами, котрі через маточину прикріплені до вала ШПУ.

Припустимо, що лобовина – це уявний об'єкт, що має згинальну та радіальну види жорсткості. Обичайку з футерувальними брусами можна змоделювати у вигляді двошарової циліндричної оболонки сталого товщини.

Розрахункову схему параметрів барабана подано на рис. 1. Тут уведено такі позначення: 1 – металева обичайка; 2 – футерування; 3 – маточина; C_r і C_t – пружини, які утворюють усереднену схему лобовини; l – ширина барабана;

R – внутрішній радіус обичайки; h_0 – товщина обичайки; h_f – товщина футерування; q – рівномірний зовнішній тиск, яке діє на покриття.

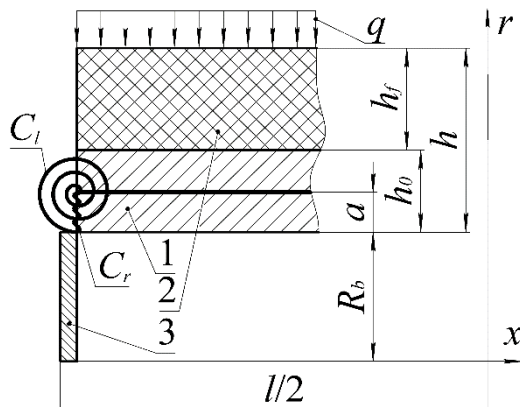


Рис. 1. Концепція розрахунку параметрів барабана з намотаним канатом

У циліндричній системі координат r, y, x , де вісь Ox спрямовано вздовж осі барабана, застосовуються такі позначення: w і u – компоненти переміщення вздовж осей Or та Ox відповідно, $\varepsilon_r, \varepsilon_y, \varepsilon_x$ – відносні лінійні деформації; γ_{xr} – кутлова деформація, $\sigma_r, \sigma_x, \sigma_y, \tau$ – компоненти напружень.

У розв'язуванні вісесиметричної задачі теорії пружності застосовуються відношення Коші (1), та рівняння рівноваги (2), а саме

$$\varepsilon_r = \frac{\partial w}{\partial r}, \quad \varepsilon_y = \frac{w}{r}, \quad \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \gamma_{xr} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial r} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(r\sigma_r) + r \frac{\partial \tau}{\partial x} - \sigma_y = 0; \quad \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r}(r\tau) + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

Уведемо в розрахунок змінну z , яку віднімають від радіуса внутрішньої поверхні обичайки, тобто $z = r - R$, причому маємо на увазі, що оболонка тонка ($h \ll R$, тут загальна товщина оболонки $h = h_0 + h_f$).

Сформулюємо гіпотези Кірхгофа, а саме: $\varepsilon_z = 0, \gamma_{xr} = 0, \sigma_z \ll \sigma_x, \sigma_z \ll \sigma_y$.

На відстані a від внутрішньої поверхні обичайки моделюємо додадкову поверхню зведення. Тоді, враховуючи, що модуль пружності та коефіцієнт Пуассона, змінюють свої значення по товщині оболонки, та беручи до уваги їхню похідну за x , виконуємо такі перетворення:

$$w \equiv w(x); \quad u(x, z) \equiv u(x) - (z - a)w';$$

$$\sigma_x = \tilde{E}(z)[\varepsilon_x + \mu(z)\varepsilon_y]; \quad \sigma_y = \tilde{E}(z)[\varepsilon_y + \mu(z)\varepsilon_x],$$

тут $\tilde{E}(z) = E(z)/[1 - \mu(z)^2], \quad E \equiv E(z), \quad \mu \equiv \mu(z)$.

Уведемо також позначення операцій усереднення товщини оболонки, тобто:

$$\langle \dots \rangle = \int_0^h (\dots) dz.$$

Варіацію значень потенціальної енергії деформації оболонки довжиною ℓ покажемо як суму зусиль поздовжньо розтягу вздовж осі, кільцевого стиску та згину, а саме:

$$\delta U = 2\pi \cdot R \int_{-0.5\ell}^{0.5\ell} \int_0^h (\sigma_x \cdot \delta \varepsilon_x + \sigma_y \cdot \delta \varepsilon_y) dz dx = 2\pi \cdot R \int_{-0.5\ell}^{0.5\ell} \left(N_x \cdot \delta u' + N_y \cdot \frac{\delta w}{R} + M \cdot \delta w'' \right) dx,$$

де N_x і N_y – осьове та кільцеве зусилля; M – згинальний момент. Ці величини визначають за такими формулами:

$$\begin{aligned} N_x &= B \cdot \left(u' + \nu \cdot \frac{w}{R} \right) - K_1 w''; N_y = B \cdot \left(u' \nu + \frac{w}{R} \right) - K_1 w''; \\ M &= D w'' - K_1 u' - K \cdot \frac{w}{R}. \end{aligned} \quad (3)$$

У вирази (3) уведено узагальнені жорсткісні характеристики оболонки: тут B – жорсткість на розтяг-стиск; ν – усереднене значення коефіцієнта Пуассона; D – згинальна жорсткість; K і K_1 – коефіцієнти, які відображають зв'язок згину й розтягу. Перелічені величини визначають таким чином:

$$\begin{aligned} B &= \langle E^{\tilde{z}} \rangle, \quad \nu = \frac{1}{B} \langle \mu E^{\tilde{z}} \rangle, \quad D = \langle E^{\tilde{z}} (z-a)^2 \rangle, \\ K &= \langle \mu \cdot E^{\tilde{z}} (z-a) \rangle, \quad K_1 = \langle E^{\tilde{z}} (z-a) \rangle. \end{aligned} \quad (4)$$

Скористаємось довільним вибором поверхні зведення так, аби значення коефіцієнта K_1 стало нульовим. Тоді вирази (4) набудуть такого вигляду:

$$\begin{aligned} a &= \frac{\langle \tilde{E}z \rangle}{\langle \tilde{E} \rangle} = \frac{1}{B} \langle \tilde{E}z \rangle, \quad K = \frac{1}{B} \left[\langle \tilde{E} \rangle \langle \mu \tilde{E}z \rangle - \langle \mu \tilde{E} \rangle \langle \tilde{E}z \rangle \right] = \langle \mu \tilde{E}z \rangle - a B \nu, \\ D &= \frac{1}{B} \left[\langle \tilde{E} \rangle \langle \tilde{E}z^2 \rangle - \langle \tilde{E}z \rangle^2 \right] = \langle \tilde{E}z^2 \rangle - a^2 B. \end{aligned} \quad (5)$$

Введемо позначення модуля пружності й коефіцієнта Пуассона стосовно обичайки та футерування відповідно: E_0, μ_0, E_f, μ_f . Тоді узагальнені жорсткісні характеристики (5) можемо подати у в такому вигляді:

$$\begin{aligned} B &= \tilde{E}_0 h_0 + \tilde{E}_f h_f, \quad \nu = \frac{1}{B} (\tilde{E}_0 h_0 \mu_0 + \tilde{E}_f h_f \mu_0) \quad a = \frac{1}{2B} \left[\tilde{E}_f (h^2 - h_0^2) + \tilde{E}_0 h_0^2 \right], \\ K &= \frac{1}{2} \cdot \left[\tilde{E}_f \mu_f (h^2 - h_0^2) + \tilde{E}_0 \mu_0 h_0^2 \right] - a B \nu, \quad D = \frac{1}{3} \cdot \left[\tilde{E}_f (h^3 - h_0^3) + \tilde{E}_0 h_0^3 \right] - a^2 B. \end{aligned} \quad (6)$$

Відзначимо, що існує різниця між зусиллями згину двошарової балки і вісесиметричного згину двошарової оболонки. Балка має жорсткість на розтяг B , жорсткість на згин D і коефіцієнт зв'язку між згином та розтягом K_1 . Завжди можна однозначно задати положення поверхні зведення так, щоб значення коефіцієнта зв'язку дорівнювало нулю. Тоді внаслідок чистого згину не виникне розтягу поверхні зведення. У модельованій оболонці існує три види деформаційних зусиль: кільцевий

стиск, розтяг і поздовжній згин, а також діють два значення коефіцієнта зв'язку між згином і розтягом. Отже, неможливо за рахунок вибору єдиного параметра зробити незалежними всі згадані види деформацій, а тому не можна ввести поняття про нейтральну поверхню. Якщо припустити, що $K_1 = 0$, то це дозволяє вважати поверхню зведення такою, у якій внаслідок чистого згину нормальні напруження не виникають.

Можна передбачити, що модуль пружності футерування суттєво менший за модуль пружності обичайки, тобто $E_f \ll E_0$, а товщина покриття приблизно дорівнює товщині обичайки, тобто $h_f \approx h_0$.

Уведемо такі позначення: $e = \tilde{E}_f / \tilde{E}_0$, $\phi = h_f / h_0$, $B_0 = \tilde{E}_0 h_0$, $D_0 = \tilde{E}_0 h_0^3 / 12$.

Враховуючи, що $e \ll 1$, сформулюємо вирази, що відображають узагальнені жорсткісні характеристики оболонки, а саме:

$$B = B_0(1+e\phi) \approx B_0, \quad a = \frac{h_0[1+e\phi(\phi+2)]}{2(1+e\phi)} \approx \frac{h_0}{2}, \quad \nu = \frac{\mu_0 + \mu_f e\phi}{1+e\phi} \approx \mu_0 \left[1 + e\phi \left(\frac{\mu_f}{\mu_0} - 1 \right) \right] \approx \mu_0,$$

$$K = e\phi \frac{B_0 h_0}{2(1+e\phi)} \cdot (\mu_f - \mu_0)(1+\phi) \approx 0, \quad D = \frac{D_0}{1+e\phi} [1+e\phi(4+6\phi+4\phi^2) + e^4\phi^4] = f D_0.$$

Якщо існує суттєва різниця між модулями пружності футерування та обичайки, то допустимо передбачити, що $K = 0$ і тоді матиме місце вплив футерування тільки на величину циліндричної жорсткості, тобто у вигляді коефіцієнта f , а саме:

$$f = \frac{1}{1+e\phi} \cdot [1 + e\phi(4 + 6\phi + 4\phi^2) + e^2\phi^4]. \quad (7)$$

Враховуючи таку величину потенційної енергії деформації лобовини: $2\pi r_b(C_r w dw + C_t w' dw'')$, якщо $x = 0.5\ell$ і припустивши, що лобовини не перешкоджають поздовжньому зміщенню обичайки, а також з урахуванням симетрії, отримаємо рівняння рівноваги, а саме:

$$N'_x = 0; \quad M'' + \frac{N_y}{R} = -q.$$

І такі граничні умови:

якщо $x = 0$, то $u = 0$, $w' = 0$, $M' = 0$;

якщо $x = 0.5\ell$, то $N_x = 0$, $M = -C_t w'$, $M' = C_r w$.

Якщо поздовжні зусилля по всій довжині оболонки дорівнюють нулю, то:

$$u' = -v w / R.$$

Тоді вираз для визначення кільцевого зусилля набуде такого вигляду:

$$N_y = B(1 - \nu^2) \frac{w}{R} - K w''.$$

Введемо такі позначення: кільцева жорсткість $B_k = \frac{B}{R^2}(1 - \nu^2) \approx \frac{E_0 h_0}{R^2}$; малий параметр $\zeta = K/RD$; рівномірний кільцевий прогин оболонки $w_* = -q/B_k$; γ – змінність напруженого стану оболонки як балки на пружній основі, визначена таким чином:

$$\gamma = \sqrt[4]{\frac{B_k}{4D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)(1+e\phi)}{f \cdot R^2 h_0^2}} \approx \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu_0^2)/f}}{\sqrt{R h_0}}; \quad (8)$$

\bar{C}_r і \bar{C}_t – значення відносної радіальної та згинальної жорсткості лобовин

$$\bar{C}_r = C_r/D, \quad \bar{C}_t = C_t/D; \quad (9)$$

безрозмірні коефіцієнти жорсткості $k_t = \frac{1}{1 + 2\gamma \frac{D}{C_t}}$, $k_r = \frac{1}{1 + \frac{1}{2\gamma} \cdot \frac{B_k}{C_t}}$.

Рівняння, що описує прогин оболонки, можна записати таким чином

$$w'''' - 2\zeta w'' + 4\gamma^4 w = 4\gamma^4 w_*;$$

тут якщо $x=0$, то $w' = w''' = 0$; якщо $x=0.5\ell$, то $w'' - \zeta \cdot w + \bar{C}_t \cdot w' = 0$, $w''' - \zeta \cdot w' + \bar{C}_r w = 0$.

Розв'язок цього рівняння набуває такого вигляду:

$$w = w_* (1 + A_1 \text{ch}(\alpha x) \cdot \cos(\beta x) + A_2 \text{sh}(\alpha x) \sin(\beta x)),$$

тут $\alpha = \sqrt{\gamma^2 + 0,5\zeta}$; $\beta = \sqrt{\gamma^2 - 0,5\zeta}$.

Далі уведемо такі позначення:

$$\begin{aligned} Ch &= \text{ch}(\alpha 0,5\ell), & Co &= \cos(\beta 0,5\ell), & P_1 &= \alpha \cdot Sh \cdot Co - \beta \cdot Ch \cdot Si, \\ Sh &= \text{sh}(\alpha 0,5\ell), & Si &= \sin(\beta 0,5\ell), & P_2 &= \alpha \cdot Ch \cdot Si + \beta \cdot Sh \cdot Co. \end{aligned}$$

Невідомі константи A_1 і A_2 знайдемо з таких граничних умов:

$$\begin{aligned} A_1 (\bar{C}_t \cdot P_1 - 2\alpha\beta \cdot Sh \cdot Si) + A_2 (\bar{C}_t P_2 - 2\alpha\beta \cdot Ch \cdot Co) &= \zeta, \\ A_1 (\bar{C}_r \cdot Ch \cdot Co - 2\alpha\beta P_2) + A_2 (\bar{C}_r Sh \cdot Si - 2\alpha\beta P_1) &= -\bar{C}_r. \end{aligned}$$

Беручи до уваги значення параметра w , обчислимо поздовжні переміщення болонки таким чином:

$$u = -\frac{\nu w_*}{r_b} \left[x + \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} (\alpha A_1 - \beta A_2) \text{sh}(\alpha x) \cos(\beta x) + (\beta A_1 - \alpha A_2) \text{ch}(\alpha x) \sin(\beta x) \right];$$

тоді деформація

$$\varepsilon_x = -\nu \frac{w}{r_b} - (z - a) w'', \quad \varepsilon_y = \frac{w}{r_b};$$

напруження

$$\sigma_x = \tilde{E}(z) \left[(\mu(z) - \nu) \frac{w}{r_b} - (z - a) w'' \right], \quad \sigma_y = \tilde{E}(z) \left[(1 - \mu(z) \nu) \frac{w}{r_b} - \mu(z) (z - a) w'' \right];$$

інтенсивність напружень

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y}.$$

Напруження між футеруванням та металевою обичайкою сформульовано таким рівнянням:

$$\tau = - \int_0^{h_0} \sigma_x' dz = B_0 \left[\frac{\nu - \mu_0}{r_b} w' + (0,5h_0 - a) w'' \right],$$

$$\sigma_r = \int_0^{h_0} \left[\frac{\sigma_y}{r_b} - \tau(x, z)' \right] dz = \frac{B_0}{r_b^2} \left[(1 - \nu \mu_0) w + (\mu_0 a - 0,5h_0 \nu) w'' + \frac{h_0}{6} (3a - h_0) w''' \right].$$

Усі розрахунки з використанням описаних вище формул відображено в програмі, екранні форми якої зображено на рис. 2 і 3. З аналізу результатів розрахунків видно, що деформацію в оболонці можна в загальному випадку розділити (рис. 2 і 3) на три зони: 1) у середині оболонки – близька до кільцевого стиску; 2) близька до вісесиметричного згину шарнірно обпертої оболонки; 3) біля лобовин локалізовано швидко змінюваний крайовий ефект, характерний для жорстко защемленої оболонки. Застосування еластичного покриття знижує напруження в обичайці на 20 %. Коли в умовах сталої радіальної жорсткості поступово збільшувати згинальну жорсткість, то спочатку напруження в оболонці будуть навіть меншими, ніж у шарнірній опорі. Потім, з досягненням з критичного значення згинальної жорсткості k_t^* (як відомо, в напівнескінченній одношаровій оболонці, коли мають місце значення абсолютно жорсткого радіального опору, $k_t^* = 0,65$), напруження в оболонці різко зростають, їхня величина наближається до тих, що відбуваються в жорстко защемленій оболонці.

З проведеного вище аналізу випливає, що наявність футерування зумовлює тільки збільшення зведеного значення згинальної жорсткості оболонки.

Тепер уведемо такі умови: $D = D_0 f$; $K = 0$; $\mu_0 = \mu_f = \nu$.

Тоді $\alpha = \beta = \gamma$ і $\zeta = 0$.

Уведемо далі такі умови: безрозмірна поздовжня координата $\xi = \gamma x$; рівномірні кільцеві стискальні напруження $\sigma_k = qR/h$; зведені значення згинальних і кільцевих напружень та інтенсивність напружень $\bar{\sigma}_x = \sigma_x / \sigma_k$, $\bar{\sigma}_y = \sigma_y / \sigma_k$, $\bar{\sigma}_i = \sigma_i / \sigma_k$ відповідно; зведена напівширина барабана $l_* = 0,5\gamma l$. З урахуванням цих співвідношень робимо такий висновок: $w'''' + w = w_*$.

Тоді якщо $\xi = 0$, то $w' = w''' = 0$; якщо $\xi = l_*$, то $(1 - k_r) w'''' + 2k_r w = 0$, $(1 - k_t) w'' - 2k_t w' = 0$.

Виконаємо тепер такі дії:

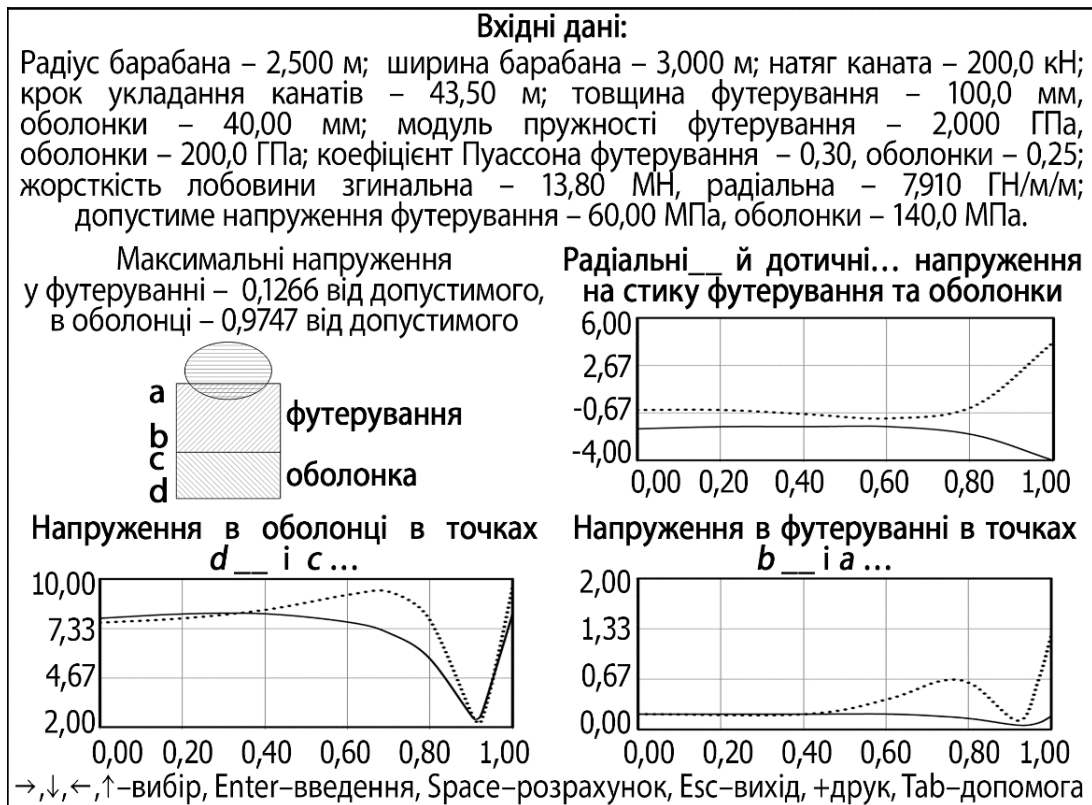


Рис. 2. Екранна форма програми розрахунку напружень у футерованій обичайці

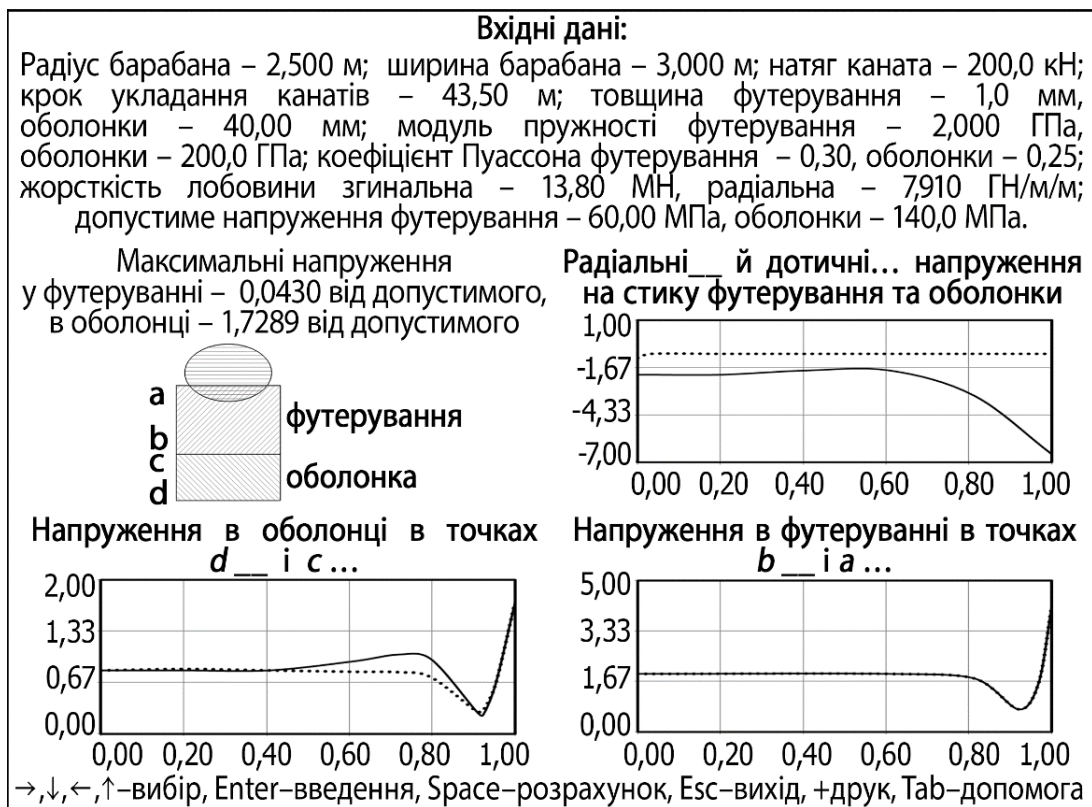


Рис. 3. Екранна форма програми розрахунку напружень у непокритій футеруванням обичайці

$$Ch = \operatorname{ch}(\ell_*); \quad Sh = \operatorname{sh}(\ell_*); \quad Co = \cos(\ell_*); \quad Si = \sin(\ell_*),$$

$$p_{11} = -(1 - k_t)Sh \cdot Si - k_t(Ch \cdot Si - Sh \cdot Co), \quad p_{12} = (1 - k_t)Ch \cdot Co + k_t(Ch \cdot Si + Sh \cdot Co),$$

$$p_{21} = -(1 - k_t)(Ch \cdot Si + Sh \cdot Co) - k_r Ch \cdot Co, \quad p_{22} = -(1 - k_t)(Ch \cdot Si - Sh \cdot Co) - k_r Sh \cdot Si,$$

$$Del = (p_{11}p_{22} - p_{12}p_{21})^{-1}, \quad A_1 = -k_r p_{12} Del; \quad A_2 = k_r p_{11} Del, \quad \lambda = \sqrt{3/f(1 - v^2)}.$$

Остаточний вигляд виразів для обчислення прогину оболонки та зведених величин напружень буде таким:

$$w = w_* (1 + A_1 \cdot \operatorname{ch} \xi \cdot \cos \xi + A_2 \operatorname{sh} \xi \cdot \sin \xi), \quad \bar{\sigma}_x = \mp \lambda (A_1 \operatorname{sh} \xi \cdot \sin \xi + A_2 \operatorname{ch} \xi \cdot \cos \xi),$$

$$\bar{\sigma}_y = -1 - A_1 \operatorname{ch} \xi \cdot \cos \xi - A_2 \operatorname{sh} \xi \cdot \sin \xi, \quad \bar{\sigma}_i = \sqrt{\bar{\sigma}_y^2 + (\bar{\sigma}_y + v \bar{\sigma}_x)^2} - \bar{\sigma}_y (\bar{\sigma}_y + v \bar{\sigma}_x).$$

На основі цих величин було побудовано спрощену модель барабана.

Залежно від впливу лобовини наявні в барабані оболонки можна поділити на довгі ($\ell_* > 2$), у яких мінімальні напруження відображають рівномірний кільцевий стиск, і короткі, коли лобовина здатна розвантажити оболонку. У цьому випадку мінімальні значення величини $\bar{\sigma}_i$ досягаються тоді, коли $k_t = 0$ і $k_r = 0$. Тоді кожному відмінному від нуля значенню радіальної жорсткості лобовини відповідає область величин згинальної жорсткості, коли інтенсивність напружень в оболонці на кілька відсотків нижча, ніж при шарнірній опорі. Коли значення параметра k_t більше від критичної величини згинальної жорсткості k_t^* , то напруження в оболонці різко зростають. У футерованому барабані зменшується загальний рівень напружень. На рис. 4 показано результати розрахунків зведеної максимальної інтенсивності напружень у нефутерованому ($f = 1$) та футерованому ($f = 2$) барабанах ШПМ залежно від зведених величин радіальної (k_r) та згинальної (k_t) жорсткостей лобовин, коли $\ell_* > 2$: 1) якщо $\ell_* = 1$ і $f = 1$, то мінімум напружень, що дорівнює 1,0, досягається, коли $k_t = 0$ і $k_r = 0$ (рис. 4, а); 2) якщо $\ell_* = 0,12$ і $f = 1$, то мінімум напружень, котрий дорівнює 0,44274, досягається, коли $k_t = 0$ і $k_r = 0$ (рис. 4, б); 3) якщо $\ell_* = 1$ і $f = 2$, то мінімум напружень, що становить 1, досягається, коли $k_t = 0$ і $k_r = 0$ (рис. 4, в).

Результати розрахунків параметрів коротких оболонок графічно показано на рис. 5 (тут діє припущення, що безрозмірна зведена довжина $l = 2\pi/\ell_*$). На рис. 5 зроблено такі позначення: 1 – максимальна інтенсивність напружень у непокритій футеруванням обичайці ($f = 1$); 3 і 5 – значення згинальної та радіальної жорсткості лобовин відповідно; 2, 4 і 6 – аналогічні параметри покритої футеруванням обичайки ($f = 2$). Беручи оболонку певної довжини l , у яких задано параметр футерування f з рис. 5, можна підібрати такі значення радіальної k_r та вигинальної k_t жорсткості лобовин, під впливом яких інтенсивність напружень у оболонці не перевищить показаної на графіку величини $\bar{\sigma}_i$.

Для вибору раціональних параметрів футерованого барабана з гвинтовою канавкою під намотування каната рекомендовано описаний нижче алгоритм. З урахуванням заданих значень ширини l та діаметра барабана d_b , натягу каната P_k

і кута його відхилення U_a , глибини канавки h необхідно підібрати раціональний крок її нарізання t . Для цього можна скористатися даними рис. 6. Далі за формулою (8) обчислюємо параметр γ , а далі, скориставшись величинами γ та l , визначаємо, до якого класу можна віднести цю оболонку. Потім за формулами (9) розраховуємо згинальну жорсткість лобовин C_t та коефіцієнт k_t , а з виразу (7) знаходимо значення параметра f згинальної жорсткості футерованої оболонки.

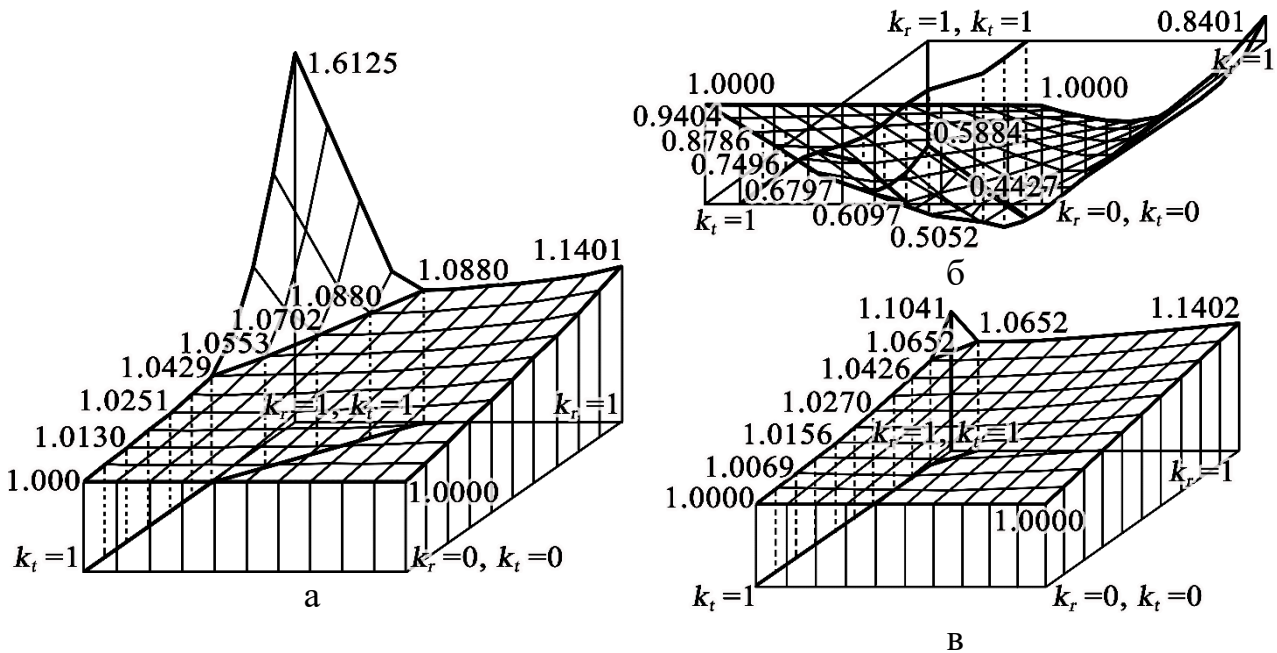


Рис. 4. Залежність максимальної інтенсивності напружень у футерованій обичайці від зведених значень радіальної k_r та згинальної k_t жорсткості лобовини

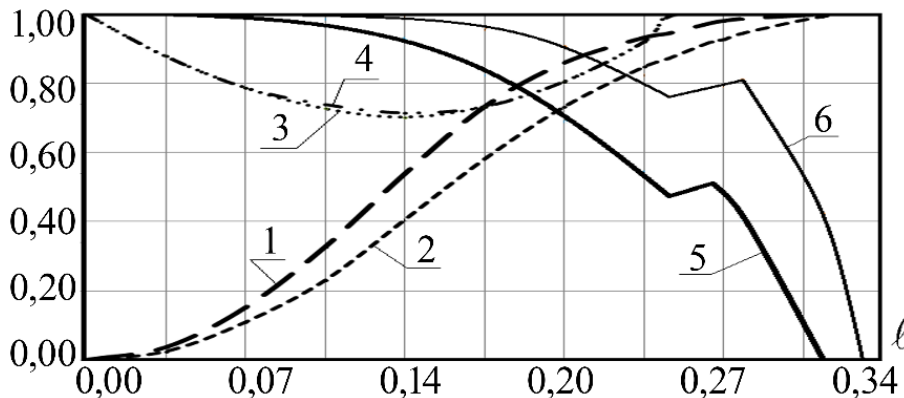


Рис. 5. Залежність максимальної інтенсивності напружень у футерованих та нефутерованих обичайках, а також відповідних їм зведених значень радіальної та згинальної жорсткості лобовини від величини зведеної довжини барабана

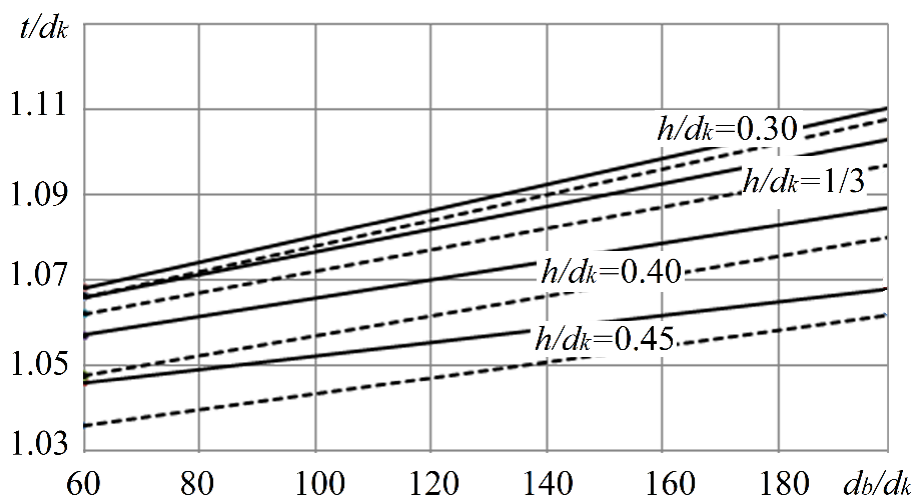


Рис. 6. Залежність кроку укладання каната на барабані від діаметрів обох елементів

Висновки. Під час дослідження було проведено детальний аналіз напружено-деформованого стану в циліндричному барабані шахтової підйомальної машини, що дозволило ідентифікувати там дві ключові зони напружень, що зумовлено величиною радіальної та згинальної жорсткості лобовини.

Розроблено інноваційний алгоритм вибору раціональних параметрів еластичного футерування барабанів, завдяки чому було знижено напруження в їхній металевій обичайці на 20 %, тим самим було підвищено надійність конструкції.

Дослідження показало важливість використання композитних матеріалів, зокрема фенолокапрону, для покриття барабана, що сприяє збільшенню глибини підйому вантажів і терміну експлуатації канатів.

Наукова новизна роботи полягає у розробці методології, яка поєднує теоретичний аналіз із практичним застосуванням, що дозволяє оптимізувати конструкцію шахтових підйомальних машин.

Рекомендовано застосовувати розроблений алгоритм для вибору параметрів футерування в конструкції ШПМ, аби підвищити їхню ефективність і надійність. Було доведено важливість впливу жорсткісних параметрів лобовини й футерування на загальний напружено-деформований стан у барабані, враховувати цю обставину, проектуючи нові або модернізуючи наявні конструкції.

Потрібно зосередитися на подальшому дослідженні цього питання, зокрема на використанні композитних матеріалів, як важливого чинника поліпшення експлуатаційних характеристик підйомників. Зрозуміло, оптимізація параметрів футерованого барабана має бути інтегрована в загальні інженерні методики створення раціональних конструкцій робочих органів шахтових підйомальних машин.

Перелік посилань

1. Zabolotny, K., Zhupiev, O., & Molodchenko, A. (2015). Analysis of current trends in development of mine hoists design engineering. *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 175–179. <https://doi.org/10.1201/b19901-32>

2. Ilin, S.R., Samusia, V.I., Ilina, I.S., & Ilina, S.S., (2016). Influence of dynamic processes in mine hoists on safety exploitation of shafts with broken geometry. *Scientific bulletin of the National Mining University*, 3, 42–47.
3. Zabolotnyi, K.S., Zhupiiiev, O.L., & Sosnina, Ye.M. (2012). Study of deflected mode of mine winder split drums. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (1), 82–88.
4. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., & Molodchenko, A. (2018). The effect of stiffness of shoe brakeelements on the distribution of contact pressures. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (2), 39–46.
<https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-2/3>
5. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., & Molodchenko, A. (2017). Development of a model of contact shoe brake-drum interaction in the context of a mine hoisting machine. *Mining of Mineral Deposits*, 11(4), 38–45.
<https://doi.org/10.15407/mining11.04.038>
6. Moskalyova, T.V., Polushyna, M.V. (2015). Cross way of fastening steel ropes to a singledrum mine hoisting plant with the location of pulleys on the same axis. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (3), 56–62.
7. 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>
8. Zabolotnyi, K.S., Zhupiiiev, O.L., Symonenko, V.V. (2022). Substantiating the methods for calculating the split cylindrical drums of mine hoisting machines with increased rope capacity. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 60–67.
<https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>
9. Zabolotny, K., Zinovyev, S., Zupiev, A., & Panchenko, E. (2015). Rationale for the parameters equipment for rope dehydration of mining hoisting installations. *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 275–283.
<https://doi.org/10.1201/b19901-49>
10. 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.
<https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/11>
11. 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.

ABSTRACT

Purpose. To perform an analysis of the stress-strain state in cylindrical drums of mine hoisting machines. To study the impact of the stiffness parameters of the elastic lining, made of composite material, and the drum's flange on the stress distribution in its shell. Based on the analysis results, it is necessary to identify the optimal design characteristics of the lining that would minimize these stresses.

The methods. A theoretical analysis of existing scientific research in this field of mechanical engineering has been conducted. Based on it, an algorithm was developed to determine the most effective lining parameters. It was found that applying semi-analytical calculation methods allows for a more accurate assessment of the influence of the geometric and stiffness properties of the design on the intensity of the stress-strain state in the drums of mine machines.

Findings. The analysis of the stress-strain state in the cylindrical drums of mine hoisting machines revealed two key stress zones in its shell, the intensity of which directly depends on the radial and bending stiffness of the flange. The application of the developed algorithm makes it possible to

significantly reduce the level of stress in the metal shell of the drum, on average by about 20%. This will increase the strength and durability of the structures.

The originality. The study proposes an approach to determining the optimal parameters of the elastic lining. For the first time, it has been demonstrated how using an elastic coating made of composite material can improve lifting characteristics and extend the operational life of the ropes.

Practical implementation. The application of the research results should contribute to increasing the efficiency and reliability of mine hoisting machines, as well as reducing the risks of their operation being interrupted due to reduced stresses in the metal shells of the drums.

Keywords: *stress-strain state, cylindrical drum, hoisting machine, elastic lining, composite material, flange stiffness, optimization algorithm, stress reduction, increased durability.*