

© Т.В. Москальова¹, М.В. Полушина¹, К.С. Заболотний¹

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕТОДИК ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОФІЛЮ КАНАВКИ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

© T. Moskalova¹, M. Polushyna¹, K. Zabolotnyi¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

ANALYTICAL REVIEW OF METHODS FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF THE GROOVE PROFILE OF CABLE DRUMS

Мета. Основна мета цього дослідження полягає в аналізі сучасних методик, які спрямовані на значне підвищення ефективності використання барабанів шахтних підйомних машин, зниження рівня зносу підйомних канатів.

Методика базується на аналізі наукових робіт провідних фахівців у галузі гірничого машинобудування, що спеціалізуються на розробці конструкцій шахтних підйомних машин. Огляд літератури включає теоретичні та практичні аспекти проектування барабанів, аналіз різних підходів до оптимізації їх канатомісткості, а також способи зменшення зносу канатів під час експлуатації. Вивчаються інноваційні технічні рішення, пропонувані в роботах вітчизняних та закордонних науковців.

Результати. Аналіз наукових робіт в галузі шахтних підйомних машин виявив певні недоліки у підходах до проектування та оптимізації канатомісткості барабанів. Часто ігнорується вплив динамічних навантажень та зносу матеріалів під час експлуатації, а також не враховується специфіка роботи барабанів у різних гірничих умовах. Таким чином, є необхідність у розробці нових методик, які б враховували ці аспекти, забезпечуючи підвищення якості та надійності шахтних підйомників. В результаті дослідження розроблено конструкцію барабана зі змінним діаметром обичайки, що дозволяє збільшити канатомісткість та зменшити знос канатів.

Наукова новизна. Полягає у постановці оптимізаційної задачі, спрямованої на вдосконалення проектних параметрів циліндричних барабанів шахтних підйомних машин. Це включає розробку новітніх алгоритмів для визначення оптимальних характеристик канатомісткості, з урахуванням динамічних, експлуатаційних та безпекових факторів.

Практична значимість. Розроблена у дослідженні нова конструкція барабана значно підвищує канатомісткість, що є критичним аспектом для підвищення ефективності шахтних підйомних машин. Оптимізація конструкції барабана також сприяє зменшенню енергетичних затрат під час експлуатації, забезпечуючи більш безпечну роботу підйомних машин.

Ключові слова: шахтні підйомні машини, циліндричні барабани, канатомісткість, оптимізація конструкції, знос канатів, гірниче машинобудування.

Вступ. Під час видобутку корисних копалин серед використовуваних гірничих машин особливо важливе місце займає шахтна підйомна машина (ШПМ). Це визначає високі вимоги до технічного рівня зазначеного обладнання та якості його виготовлення. Важливим завданням при проектуванні ШПМ є удосконалення конструкції профільованої поверхні барабана. Відомі фахівці у галузі шахтного підйому, зокрема П.П. Нестеров, В.І. Дворніков, Ю.Є. Поштовенко,

О.М. Обухів, І.П. Ковалевський, А.Д. Дімашко, Н.М. Кисельов, К.Ю. Мільковський, М.А. Гердов та інші, запропонували та теоретично обґрунтували цілий комплекс оригінальних технічних рішень, спрямованих на удосконалення конструкцій канатних барабанів ШПМ. До них відносяться: збільшення товщини футерівки; розміщення запасних витків каната всередині барабана; розташування витків тертя на фрикційній футерівці; багатошарове намотування каната; забезпечення переходу канатів через розріз на машинах з циліндричним розрізним барабаном; переобладнання одноканатної барабанної підйомної машини в багатоканатну підйомну машину зі шківом тертя.

Слід зазначити, що ряд технічних рішень, спрямованих на конструктивне удосконалення канатних барабанів, було розроблено в Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» в НТУ «Дніпровська політехніка». Ці розробки відіграють ключову роль у підвищенні ефективності та надійності шахтових підйомних установок, сприяючи технологічному прогресу в даній області.

Так робота [1] пропонує новаторський підхід до кріплення сталевих канатів у шахтних підйомальних машинах, що сприяє підвищенню безпеки та ефективності їх експлуатації. Автори роботи [2] розробляють методики для розрахунку циліндричних барабанів шахтних підйомальних машин, спрямовані на оптимізацію їхньої місткості та ефективності. У статті [3] представлено дослідження, яке розробляє алгоритм вибору параметрів еластичної обшивки барабанів, що є критичним для підвищення довговічності та надійності шахтних підйомальних. Автори роботи [4] розглядають розвиток теорії укладання канату на барабан, що має важливе значення для забезпечення ефективної та безпечної роботи підйомальних машин у шахтах.

У сфері гірничої інженерії та безпеки наступні наукові праці представляють значний внесок. Дослідження [5–6] пропонують теоретичну основу для розуміння специфіки динамічної поведінки підйомних установок, тим самим сприяючи оптимізації їхнього проектування та експлуатації у гірничій сфері.

Основна частина. Відомо, що параметри поверхні барабана впливають на укладання каната, від їх значень залежить ефективність використання його намотувальної поверхні. Використання профілю канавки з мінімальним кроком та гострим гребенем може спричинити підвищений знос підйомного каната. З іншого боку, профіль з великим кроком знижує канатомісткість барабана.

На рис. 1 представлена схема розміщення каната на циліндричному барабані та його розташування відносно шахтного ствола зі шківом, де l_{str} – це довжина каната від барабана до шківом, де l_{str} – це довжина каната від барабана до шківом при нульовому значенні кута відхилення α , напівширину барабана позначено W , тоді як $2W$ визначає горизонтальну відстань між його крайніми точками, R_b – це радіус барабана.

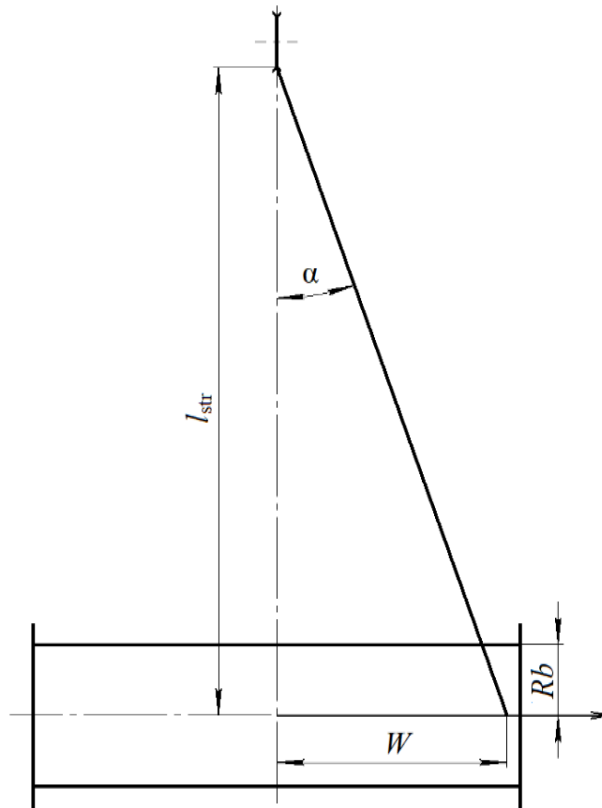


Рис.1. Схема розміщення каната між шківом та циліндричним барабаном

Величина кута відхилення α , форма профілю впливають на величину зони контакту намотуваного каната з сусіднім витком, а значне взаємне тертя канатів призводить до їх передчасного виходу з ладу. Форма барабана впливає також на крок намотування каната. Вибір оптимальних параметрів форми барабана та профілю канавки дозволить максимально використовувати намотувальну поверхню барабана.

Мета цього дослідження – провести аналіз методик та підходів у сфері проектування та експлуатації шахтних підйомних машин, з акцентом на вивчення профільованих поверхонь циліндричних барабанів та їхньої канатомісткості. На початковому етапі розвитку шахтних підйомних машин застосовувалися барабани з непрофільованою поверхнею, на які канат намотувався щільно. К.Ю. Мільковський був одним із перших, хто розглянув вплив форми барабана на знос намотуваного каната. Він відзначив, що при великих кутах намотки спостерігалось значне тертя між сусідніми витками каната, що призводило до їх зношування та механічної деформації.

К.Ю. Мільковський запропонував регулювати процес намотки та тиск між витками каната, змінюючи форму барабана з циліндричної на бочкоподібну, використовуючи для цього опуклі тростини, прикріплені до вздовж барабана. Ця зміна форми барабана передбачалася з метою поліпшення процесу намотки та зниження зносу каната. При аналізі ефектів високих кутових навантажень було зауважено значне зростання тертя між сусідніми витками каната, що призводило до їхнього зносу. Окрім того, значний тиск намотування каната на вже намотаний виток міг спричинити механічну деформацію.

В результаті, профіль барабана мав прийняти форму сегмента кривої кола з радіусом l_{str} (див. рис. 1). Максимальна зміна радіуса модифікованого барабана ΔR_b при симетричному компонуванні шківів і барабана дорівнює

$$\Delta R = l_{str} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{W^2}{l_{str}^2}} \right), \quad (1)$$

де W – це полуширина барабана (див. рис. 1). У випадку асиметричного компонування, найвища точка кругового сегмента має бути зміщена.

М.А. Гердов вивчав питання щільної намотки каната на непрофільований циліндричний барабан. Він вивів формулу кроку намотки каната, враховуючи, що збільшення кута девіації призводить до збільшення кроку навивки. Гердов запропонував використовувати канатоукладач у вигляді ролика для забезпечення щільної навивки на гладкому барабані постійного радіуса, однак у гірничій практиці такі пристрої не знайшли широкого застосування через великі навантаження на канат.

Ю.Є. Поштовенко, займаючись проблемами багатошарової намотки каната, створив математичну модель, у якій поверхня барабана представлялася послідовністю конусів, а траєкторія намотки каната – послідовністю логарифмічних спіралей. Однак, при кутах конусності понад 20° відбувався зрив витків каната, що вказує на складність забезпечення щільної намотки каната за допомогою такої конструкції барабана. Цей результат вимагає додаткового дослідження для виявлення причин та можливих шляхів оптимізації.

Для навивки каната з постійним кроком на практиці застосовувалася дерев'яна футерівка з круглою канавкою, крок якої t був підібраний експериментально для машин малих діаметрів

$$t = dk + (2 \div 3) \text{ мм}, \quad (2)$$

де: dk – діаметр каната.

Такий підхід дозволяв забезпечити більш щільне та рівне намотування каната, зменшуючи ризик його зносу та пошкодження.

В цілому, дослідження показують, що форма барабана та параметри його поверхні чинять значний вплив на процес намотки каната, його знос та ефективність роботи підйомної машини. Оптимізація цих параметрів вимагає комплексного підходу, що враховує як технічні аспекти, так і практичні умови експлуатації обладнання.

Після появи перших біциліндроконічних машин під час експлуатації однієї з них – БЦК-8/4,5×2 при кутах девіації, менших $0^\circ 49' 30''$, було виявлено тертя струни каната о сусідній виток, що викликало сильний тріск і вібрацію струни. Роботу підйомної установки вдалося відновити лише після намотування каната меншого діаметра (зменшення з 47,5 до 43,5 мм при кроці намотування 50 мм). Цей випадок підтвердив необхідність розробки теорії намотування каната, яка б дала відповідь на питання про допустимий крок нарізки канавок на барабані

ШПМ, оскільки призначення кроку нарізки, придатного для малих машин, щодо машин великого діаметра неправильно.

У роботах А.Д. Діماشко з'явилася перша спроба теоретично обґрунтувати крок нарізки канавок. Були враховані наступні параметри: діаметр барабана, діаметр каната і максимальний кут девіації. Висунуті такі спрощувальні гіпотези: витки каната являють собою не пов'язані між собою кільця, площина яких перпендикулярна осі барабана; канат намотується на барабан, на якому відсутня канавка, але при цьому забезпечується можливість намотування з заданим кроком; знехтування жорсткістю каната та футерівки (на розглянутих машинах застосовувалася дерев'яна футерівка); не розглядаються коливання струни; передбачається, що канат (як тонка нитка аж до контакту з барабаном) лежить у площині кута девіації. Відстань між сусіднім витком та намотувальним канатом в довільній точці s , яка розташована на осі каната та відкладається від барабана, дорівнює $T(s)$ та розраховується за формулою

$$T(s) = \sqrt{\left(\sqrt{s^2 \cos^2 \alpha + Rb^2} - Rb\right)^2 + (t - s \sin \alpha)^2}, \quad (3)$$

де: Rb – радіус намотування каната. Для обраного значення кута девіації α і діаметра барабана за формулою (3) будувалися графіки для визначення мінімальної відстані між канатами T_{min} , за якою слідувало графічно знаходити потрібний крок намотування та величину зазору. Для підйомних машин ЦР-6×3/0,6 і БЦК-8/4,5×2, порівнюючи експериментально отримані дані та знайдені теоретично виявилось, що допустима відстань між осями канатів менше діаметра каната, тобто допускається взаємне проникнення канатів на 0,51 і 0,86 мм відповідно. Автори узагальнили отримані результати і рекомендували допустити негативний зазор (входження одного канату в тіло іншого) на один міліметр, з урахуванням якого отримана формула для визначення кроку нарізки канавок на барабанах ШПМ з діаметром 6–7 м

$$t = 1,025dk + 3,6, \quad (4)$$

яка увійшла до довідника для проєктувальників ШПМ (рис. 2).

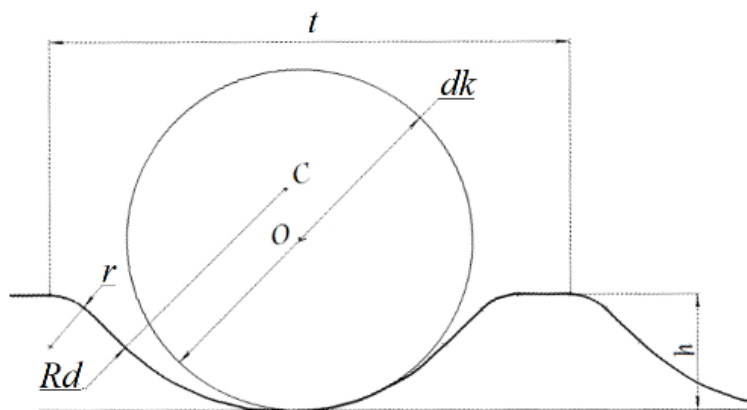


Рис. 2. Профіль канавки

На рис.2 позначено параметри профільованої поверхні: h – висота гребінця; Rd – радіус дна; r – радіус заокруглення гребінця; t – крок нарізання канавок;

У науковій роботі І.М. Бірюкова було запропоновано ще одну модель обґрунтування мінімального кроку нарізки канавок, в якій робиться припущення про контакт каната з гребінкою канавки в точці. Гіпотеза автора про те, що мінімальна відстань між намотуваним і сусіднім намотаним витком каната досягається в точці збігу, призвела до помилкового висновку про незалежність ступеня тертя каната о канат від кутів девіації, що суперечить дійсності.

Через дефіцит дерева твердих порід виробники ШПМ відмовилися від застосування дерев'яної футерівки та почали нарізати канавки на металевому барабані з тим самим профілем. Під час експлуатації цих машин виявилось, що в окремих випадках при великих кутах девіації намотуваний канат пошкоджується на гострих крайках гребінця, а також відбувається тертя при укладанні о сусідній виток. Для попередження подібних явищ застосовувалися різні рішення: встановлювали дерев'яну футерівку, зменшували діаметр підйомного каната або свідомо допускали більший знос каната. При створенні нових ШПМ типу МПУ і МПБ діаметром 5 і 6 м для усунення гострих крайок гребінця конструктори ПАТ «НКМЗ» запропонували новий, так званий синусоїдальний профіль нарізки канавки (~-профіль). Крок намотки для цього профілю було збільшено на 3-4 мм, радіус дна канавки дорівнює $Rd = 0,5t$, радіус заокруглення гребінки r підбирався так, щоб глибина канавки h дорівнювала третині діаметра каната. Введення нового профілю призвело до зниження канатомісткості барабана. Виникла суперечність – з одного боку, відомі випадки нормальної експлуатації ШПМ з великим діаметром барабана та кроком нарізки канавок, виконаним відповідно до формули (3), а з іншого боку, ~-профіль, рекомендований ПАТ «НКМЗ», значно знижує канатомісткість.

Для обґрунтування параметрів профілю канавки інженер І.П. Ковалевський запропонував такі припущення: канат представляється гладким циліндром, позбавленим жорсткості на вигин і абсолютно жорстким на стиснення; форма осі цього циліндра – гладка крива, що лежить у площині девіації; вісь каната складається з трьох ділянок, ліній перетину площини девіації з еквідистантною поверхнею, віддаленою від поверхні барабана на відстань радіуса каната, та двох прямолінійних відрізків.

У роботі [4] в рамках зазначених припущень отримано наступний результат: якщо замість розробленого конструкторами ПАТ «НКМЗ» синусоїдального профілю канавки застосувати профіль, рекомендований для дерев'яної футерівки, але з фасками, порівнянними з діаметром дроту, то канатомісткість можна збільшити на 4,5%.

Для призначення кроку нарізки канавок у роботі [4] у явній або неявній формі використовується критерій точкового дотику намотуваного каната та сусіднього намотаного витка каната. У довіднику А.Д. Діماشко наведено ряд випущених ПАТ «НКМЗ» машин діаметром 5 і 6 м, крок намотки яких менший, ніж рекомендований цим критерієм.

Відповідно до правил безпеки, максимальне значення кута відхилення (девіації) обмежено $1,5^\circ$. Збільшення кута девіації до 2° дозволило б збільшити навивальну поверхню барабана на 25–28%. Відомі випадки нормальної експлуатації шахтних підйомних машин (ШПМ) з кутом девіації, що перевищує $1,5^\circ$. Для біциліндроконічних машин допускається збільшення кута девіації на малому циліндрі до 2° , а на барабанах прохідницьких вантажних лебідок та чинних нахилених установках з кутом нахилу виробки менш ніж 30° , кут девіації може досягати $2,5^\circ$. Водночас у роботі А.Д. Дімашко наведено факт, коли при кутах девіації, менших допустимих за правилами безпеки, відбувалося значне тертя намотуваного каната об навитий виток, що погіршувало роботу підйомної установки.

У роботі В.І. Дворнікова вперше поставлено питання дослідження оптимальних параметрів барабана та каната шахтних підйомних машин. Задача визначення кутів девіації ставилася з умови відсутності дотику між сусідніми канатами. Зроблено висновок, що при певних співвідношеннях розмірів жолоба і каната кут девіації можна збільшити до 2° , однак визначення максимального значення останнього вимагає додаткового вивчення.

У всіх згаданих роботах не досліджувався вплив коливань струни каната на процес його намотування на барабан. При перехідних динамічних режимах підйомної установки, коли струна коливається з найбільшою амплітудою, намотуваний канат може вискочити зі своєї канавки, тим самим порушуючи порядок намотування. У роботі А.Д. Дімашко з метою визначення граничної довжини струни автор досліджував її поперечні коливання при різних динамічних режимах. Як критерій вибору граничної довжини струни автор використовував умову упорядкованого намотування каната на барабан, для виконання якого визначив верхню межу переміщень струни в контрольній точці. Однак дослідження величини переміщень не дає можливості оцінити зміну області контакту каната з канавкою, положення якої визначає, чи буде канат намотуватися лише у свою канавку, або він «перескочить» в сусідню порожню. Тому необхідно оцінити можливість виникнення неупорядкованого намотування каната під впливом коливань струни для різних профілів нарізки з урахуванням контакту намотуваного каната з гребінкою канавки.

Оскільки наявні роботи містять неточності або не володіють належною повнотою, слід розробити нову, повнішу та коректнішу модель, яка дозволить обґрунтовано вибирати параметри профільованої поверхні барабана.

Наведені моделі, які обґрунтовують вибір значень проектних параметрів профільованої поверхні барабана, містять ряд припущень і обмежень, які в деяких випадках суперечать експериментальним даним та обмежують можливості навивальної поверхні барабана.

Розв'язання актуальної науково-технічної задачі, підвищення ефективності навивальної поверхні канатних барабанів пов'язане з визначенням граничних можливостей щодо покращення конструкції профільованої поверхні барабана.

Автори даної роботи запропонували нову конструкцію циліндричного барабана (рис. 3). Зазвичай барабани в шахтних підйомних машинах мають циліндричну форму з однаковим діаметром по всій довжині. Відмінність

запропонованої конструкції полягає в зміні форми обичайки барабана, тобто від точок, де кути відхилення канатів відповідають куту гвинтової нарізки, до кінцевих точок намотування, діаметр обичайки збільшується, а на інших ділянках залишається постійним.

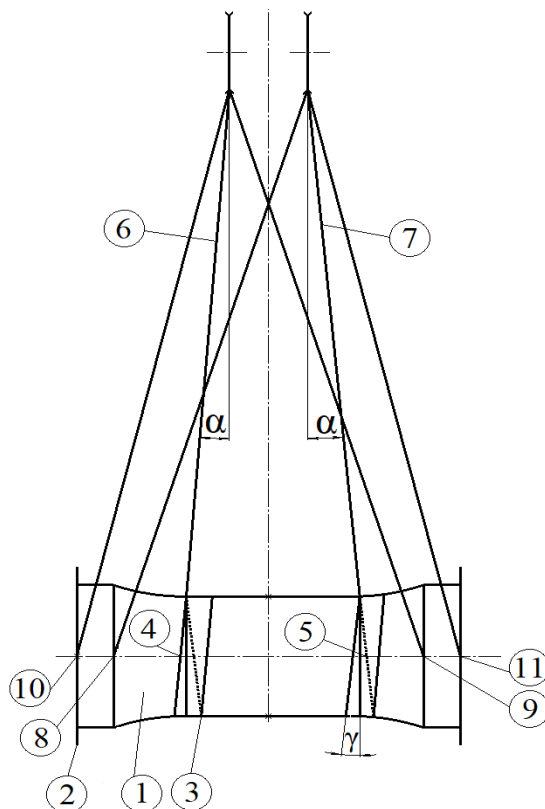


Рис. 3. Схема розміщення канатів на шахтній підйомній машині з оновленим барабаном

Тут зазначено: 1 – обичайка із ребордами 2. На поверхні виконано гвинтову нарізку 3 з кутом підйому γ . Починаючи від точок 4 і 5 діаметр обичайки 1 зростає за напрямом до реборд до точок 8 та 9, де закінчують намотування канати 6 та 7. На ділянках між точками 8 та 9 і точками закріплення 10 і 11 канатів 6 та 7 обичайку виконано циліндричною.

Така схема укладання каната зменшує ймовірність тертя та пошкодження канатів. Процес намотування каната 6 відбувається наступним чином. При намотуванні від точки закріплення 11 до точки на барабані із нульовим кутом девіації, канат зустрічається із гребінцем канавки на обичайці, яка тримає його в заданому положенні, сусідня канавка в сторону відхилення каната залишається пустою. При подальшому намотуванні значення кута девіації зростає, а сусідня канавка в сторону відхилення вже містить намотаний раніше виток каната. У момент, коли кут відхилення каната α перевищує кут нарізки спіральних канавок γ , канат зустрічається гребінцем канавки на обичайці, діаметр якої зростає у напрямку до реборд. У цьому регіоні відбувається поступове збільшення відстані між витками каната внаслідок поступового збільшення діаметра барабана, що виключає тертя між канатом та сусіднім витком. Аналогічно відбувається намотування для каната 7.

Для того, щоб реалізувати цю технічну ідею, необхідно провести оптимізацію параметрів підйомної установки за критерієм досягнення максимальної канатомісткості барабана з урахуванням проєктних параметрів профільованої поверхні циліндричного барабана, схеми підйомної установки, типу шахтної підйомної машини, специфічних умов намотування каната на кожній конструктивній ділянці барабана.

Використання теорії оптимального проєктування допоможе вирішити такі завдання, тобто дозволить серед різноманіття профільованих поверхонь барабана обрати ту, яка при задоволенні ряду обмежень на умови роботи каната та форму її конструкції доставляла б екстремум (мінімум або максимум) певної її характеристики чи їх комбінації.

Процес побудови оптимізаційної моделі для вибору параметрів профільованої поверхні містить такі етапи: створення математичної моделі об'єкта дослідження; визначення змінних проєктування w , області їх визначення Ω і функціоналу що оптимізується $F(w)$; визначення функцій стану $C(w) = (C_1(w) \dots C_k(w))$ та обмежень на них.

Мінімізуючи функціонал якості при виконанні заданих обмежень, визначають оптимальні значення параметрів профільованої поверхні.

Математично ця задача виражається наступним чином:

$$\min_{w \in \Omega} F(w) \text{ при } C_j(w) \geq 0 \quad j = 1 \dots k. \quad (5)$$

Вибір обчислювальної моделі є одним з найважливіших аспектів при аналізі конструкції профільованої поверхні барабана та оптимізації її параметрів. Обчислювальна модель повинна з достатньою точністю описувати основні закони фізичного процесу і водночас бути простою та доступною для дослідження, що досягається використанням спрощувальних припущень.

Кількість змінних проєктування визначає розмірність задачі та ступінь її складності, тому в оптимізаційній моделі необхідно використовувати лише суттєві параметри та обмеження на них, а «другорядними» слід знехтувати. Розрізняють дві ситуації: проєктується традиційна конструкція профільованої поверхні барабана, де є корисна інформація про раніше апробовані результати моделювання, або проєктується нова конструкція профільованої поверхні барабана, характеризуючись великою кількістю проєктних параметрів.

При проєктуванні функцій стану та обмежень на них значну роль відіграє апріорна інформація про властивості об'єкта, причини незадовільної експлуатації підйомних канатів при намотуванні. Наприклад, використання відомих моделей укладання, заснованих на критерії точкового дотику намотуваного каната о сусідній виток, не дає змоги пояснити нормальну експлуатацію барабана з тертям каната о сусідній виток. Очевидно, для аналізу таких ситуацій необхідно розширити обчислювальну модель можливістю опису контакту намотуваного каната з сусіднім витком.

Висновки. Підсумовуючи результати аналізу, слід зазначити, що при створенні сучасних шахтних підйомних машин або модернізації наявних, важливою

науково-технічною задачею є підвищення ефективності навивальної поверхні канатних барабанів. Значний вклад у цю галузь внесли відомі українські фахівці, які теоретично обґрунтували комплекс оригінальних технічних рішень, спрямованих на вдосконалення конструкцій канатних барабанів шахтних підйомних машин. Зокрема, автори цієї роботи запропонували нову конструкцію циліндричного барабана. Відмінність її полягає у зміні форми обичайки барабана: від точок, де кути відхилення канатів відповідають куту гвинтової нарізки, до кінцевих точок намотування, діаметр обичайки збільшується, на інших ділянках залишається постійним. Ця технічна ідея вимагає проведення оптимізації параметрів підйомної установки з метою досягнення максимальної канатомісткості барабана. Це включає розробку алгоритму обчислення оптимальних за канатомісткістю проєктних параметрів профільованої поверхні циліндричного барабана, створення методичних рекомендацій та системи автоматизованого проєктування (САПР), а також розробку параметрів конструкції профільованої поверхні барабанів, оптимальної за канатомісткістю, яка здатна значно підвищити ефективність та безпеку роботи підйомних машин, зменшуючи знос та подовжуючи термін служби канатів. Це важливо не тільки з технічної, але й з економічної точки зору, оскільки зменшує витрати на обслуговування та потенційні простой у роботі шахт.

Перелік посилань

1. 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.
2. 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>
3. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O., & Haddad, J.S. (2019). Justification of the algorithm for selecting the parameters of the elastic lining of the drums of mine hoisting machines. *E3S Web of Conferences*, 123, 01021.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912301021>
4. 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>
5. 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.
6. Комісаров, Ю.О., Ільїна, І.С., Бобришов, О.О., & Трофимова, О.П. (2022). Математична модель динамічних процесів в похилих підйомних установках. *Збірник наукових праць НГУ*, 70, 68–75.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.068>

ABSTRACT

Purpose. The primary goal of this study is to analyze current methodologies aimed at significantly improving the efficiency of using drums of mine hoisting machines and reducing the wear of hoisting ropes.

The methods is based on the analysis of scientific works by leading experts in the field of mining engineering specializing in the development of mine hoisting machine designs. The literature review includes theoretical and practical aspects of drum design, analysis of different approaches for their rope capacity optimization, and methods to reduce rope wear during operation. Innovative technical solutions proposed in the works of domestic and foreign scientists are studied.

Findings. The analysis of scientific works in the field of mine hoisting machines revealed certain shortcomings in approaches to designing and optimizing drum rope capacity. Often, the impact of dynamic loads and material wear during operation, as well as the specifics of drum operation in various mining conditions, is overlooked. This leads to increased risks of breakdowns and reduced safety of hoisting machines. Therefore, there is a need to develop new methodologies that take these aspects into account, ensuring improved quality and reliability of mine hoists. As a result of the study, an innovative drum design with a variable drum diameter was developed, allowing for increased rope capacity and reduced rope wear.

The originality. It lies in the formulation of an optimization problem aimed at improving the design parameters of cylindrical drums for mine hoisting machines. This includes the development of innovative algorithms for determining the optimal characteristics of rope capacity, taking into account dynamic and safety factors.

Practical implementation. The new drum design developed in the study significantly increases rope capacity, which is a critical aspect for enhancing the efficiency of mine hoisting machines. The optimization of the drum design also contributes to reducing energy consumption during operation, ensuring safer operation of hoisting machines.

Keywords: *mine hoisting machines, cylindrical drums, rope capacity, design optimization.*