

© К.С. Заболотний¹, О.В. Панченко¹, В.В. Симоненко¹¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ІНТЕГРОВАНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОЗРІЗНОГО БАРАБАНА ПІДВИЩЕНОЇ КАНАТОМІСТКОСТІ З ДИСКОВИМИ ГАЛЬМАМИ

К. Zabolotnyi¹, <https://orcid.org/0000-0001-8431-0169>О. Panchenko¹, <https://orcid.org/0000-0002-1664-2871>V. Symonenko¹ <https://orcid.org/0000-0002-1843-1226>¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

ANALYSIS OF THE STATE OF RESEARCH AND FORMULATION OF THE PROBLEM STATEMENT FOR INTEGRATED MODELING OF A SPLIT HIGH-ROPE-CAPACITY DRUM WITH DISC BRAKES

Мета. Виконати огляд і критичний аналіз методів оцінювання напружено-деформованого стану канатомістких розрізних барабанів шахтових підймальних машин і сформувані вимоги до інтегрованої методології моделювання таких барабанів із дисковими гальмами для експлуатації на великих глибинах за критерієм допустимої осьової деформації гальмового диска.

Методика. Передбачає систематизацію публікацій і вимог технічного завдання та формування узгодженого комплексу моделей: аналітичної оболонкової моделі переставної частини, скінченно-лементної моделі, постановки топологічної оптимізації підкріплення та термомеханічної моделі пари «гальмовий диск–колодка». Інтеграцію виконано через спільні інтерфейсні параметри деформативності й теплового навантаження.

Результати. Встановлено, що методи аналізу напружено-деформованого стану барабанів шахтових підймальних машин і термомеханічні розрахунки дискових гальм здебільшого застосовують окремо, що знижує достовірність оцінювання працездатності гальмового вузла для канатомістких барабанів. Показано, що осьова деформативність торців барабана визначає торцеве биття диска та нерівномірність контакту «диск–колодка»; запропоновано інженерний критерій працездатності й окреслено структуру інтегрованого моделювання для обґрунтування конструктивних рішень і режимів гальмування.

Наукова новизна. Запропоновано інтегровану методіку розрахунку, що поєднує аналітичну оболонкову модель, скінченно-елементний розрахунок, топологічну оптимізацію підкріплення та термомеханічний аналіз гальмового вузла; узгодження моделей виконано за критерієм осьової деформації гальмового диска.

Практична значущість. Сформовані вимоги та структура методології забезпечують розрахункове обґрунтування параметрів барабана ЦР-6,75×6,2/1,95 і підкріплення за масових обмежень, знижують ризик виходу за геометричні допуски, підвищують обґрунтованість режимів аварійного гальмування та дають підстави для оцінювання теплової працездатності пари «гальмовий диск–колодка».

Ключові слова: шахтова підймальна машина, розрізний циліндричний барабан, підвищена канатомісткість, осьова жорсткість, скінченно-елементне моделювання, аналітична модель, дискове гальмо.

Вступ. Підіймання підземних вантажів здійснюють переважно шахтовими підіймальними установками, ключовим елементом яких є шахтна підіймальна машина. Найпоширенішими є машини з циліндричними барабанами, що працюють за значних навантажень; їх конструкція та режими експлуатації визначають ресурс механічної частини.

У зарубіжній практиці застосовують переважно прості литі барабани з товстою обичайкою, тоді як у вітчизняній – полегшені зварні конструкції з підкріпленнями. Це знижує масу, але підвищує вимоги до обґрунтування підкріплень і точності виготовлення, оскільки відхилення можуть спричинити деформації, тріщини, осьові зсуви, порушення навивки та прискорений знос вузлів.

Зі зростанням глибини розробки родовищ підвищуються вимоги до канатомісткості барабанів. На глибинах понад 1500 м зазвичай використовують багатоканатні підіймальні машини зі шківками тертя, експлуатація яких пов'язана з низкою обмежень, зумовлених необхідністю розміщення врівноважувальних канатів у шахтному стовбурі та підтриманням достатнього тертя в парі «канат-шків». Як альтернативний шлях підвищення канатомісткості розглядають розрізні циліндричні барабани; у цьому напрямі ПрАТ «НКМЗ» створило барабан типу ЦР підвищеної канатомісткості для роботи на глибині близько 1500 м. Це, у свою чергу, визначає потребу в його розрахунковому обґрунтуванні за критеріями жорсткості, міцності та експлуатаційної надійності.

Відповідно до вимог технічного завдання, до складу підіймальної установки передбачено включення дискових гальм компанії Svendborg Brakes. Оскільки підприємство-розробник не має попереднього досвіду інтеграції дискових гальм у підіймальні машини цього типу, в межах договору про співпрацю з НТУ «Дніпровська політехніка» заплановано розроблення практичних рекомендацій з проектування шахтових підіймальних машин із барабанами підвищеної канатомісткості.

ПрАТ «НКМЗ» сформувало технічне завдання на проектування підіймальної установки, у якому зафіксовано ключові статичні, динамічні та кінематичні параметри, а також вимоги, що визначають вихідні умови її функціонування. Саме на підставі цього документа задаються початкові проектні характеристики, необхідні для розроблення аналітичних і чисельних моделей та для виконання розрахунків навантажень, швидкісних режимів і зусиль, що виникають у процесі експлуатації установки.

За своєю суттю технічне завдання окреслює комплекс взаємопов'язаних інженерних задач, розв'язання яких є передумовою розрахункового обґрунтування конструкції підіймальної установки та визначення її робочих режимів.

Початковим етапом передбачено побудову аналітичної моделі переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонки. Вплив лобовин і підкріплювальних елементів у межах цієї моделі пропонується відображати через еквівалентні кільцеві пружні зв'язки, які забезпечують відповідність деформаційної поведінки реальним конструктивним з'єднанням. Надалі виконують скінченно-елементне моделювання барабана в середовищі SolidWorks Simulation із

подальшою перевіркою моделі, що дає змогу коректно врахувати складні граничні умови та багатofакторний характер навантаження.

Окремим розділом технічного завдання визначено топологічну оптимізацію переставної частини: під час варіантного проєктування системи підкріплення слід дотримуватися масових обмежень, гарантувати геометричну сумісність і забезпечити виконання вимог жорсткісної рівноваги. Водночас сформульовано задачу термомеханічного моделювання фрикційної пари «гальмовий диск-колодка», у межах якої беруть до уваги динамічне джерело теплоти, теплові потоки та температурні поля, що формуються в процесі гальмування.

У підсумку аналітична, чисельна й термомеханічна складові мають бути взаємоузгоджені та інтегровані в єдину комплексну методологію моделювання шахтових підймальних машин із барабанами підвищеної канатомісткості.

Відповідно до наведених вимог технічного завдання та заданої структури комплексної методології (аналітична оболонкова модель, скінченно-елементне моделювання, топологічна оптимізація конструкції і термомеханічний аналіз пари «гальмовий диск-колодка») виникає потреба у виконанні науково обґрунтованого огляду літературних джерел. Такий огляд має охоплювати публікації вітчизняних і зарубіжних авторів, а також релевантні нормативні підходи, що стосуються розрахунку жорсткості та осьової деформативності довгомірних оболонкових барабанів, забезпечення геометричної стабільності та допусків гальмових вузлів за наявності дискових гальм, методів постановки граничних умов і контактної взаємодії, а також термомеханічного моделювання фрикційних пар із визначенням теплових потоків, температурних полів і термонапружень у режимах гальмування. На цій основі формують вимоги до моделей, критерії узгодження результатів і послідовність розрахункових процедур, необхідних для інтегрованого аналізу працездатності барабана та гальмового вузла в умовах експлуатації на великих глибинах.

У працях вітчизняних дослідників [1–5] сформовано методичні передумови для комплексного моделювання барабанів шахтових підймальних машин, зокрема оболонкових елементів і систем підкріплення, роботи за динамічних і контактних навантажень, а також оцінювання ресурсу. Зокрема, у роботах Є.Д. Слєпужнікова, Н.М. Фідровської, С.К. Молдабаєва, О.О. Сдвижкової, І.О. Тарана, Б.У. Жаманбаєва, І.В. Бельмаса, Д.Л. Колосова, С.Р. Ільїна, Л.Г. Адорської, К.С. Заболотного та ін. розглянуто розрахункове обґрунтування й удосконалення конструкцій канатних барабанів за критеріями міцності, жорсткості, надійності та довговічності, включно з аналізом впливу геометричних параметрів і схем підкріплення на напружено-деформований стан. Значну увагу приділено застосуванню чисельних підходів, насамперед методу скінченних елементів, для аналізу оболонок, підкріплень і вузлів з урахуванням граничних умов, локальних концентрацій напружень і конструктивних неоднорідностей. Окремий напрям становить математичне моделювання динаміки та процесів гальмування з визначенням кінематики й навантажувальних режимів у перехідних процесах, а також опис ортотропних і нерівножорстких елементів, характерних для циклічно

навантажених зварних конструкцій зі складним підкріпленням. Паралельно опрацьовано ресурсні та діагностичні задачі, зокрема оцінювання залишкового ресурсу, контактної взаємодії «канат–обичайка» та прогнозування експлуатаційних навантажень з урахуванням умов роботи у глибоких шахтах.

Роботи зарубіжних дослідників [6–10] (Popescu F.D., Andras A., Radu S.M., Mohammed, A. Q., Hussain, I. Y., Kowal L., Sinka T., Wolny S. та ін.) охоплюють ключові напрями моделювання барабанів ШПМ. У межах скінченно-елементного аналізу враховано реальні умови намотування каната (багатошаровість, нерівномірний контактний тиск, локальні дефекти зварювання/футерування, асиметрія гальмівних моментів) і показано, що спрощені аналітичні схеми можуть занижувати локальні максимуми напружень, зокрема в зоні переходу обичайки до лобовини. Окремо досліджено термомеханіку гальмування (локальні перегіви, термічні напруження, вплив нерівномірного температурного поля та вибір термостійких матеріалів), динаміку системи «канат–барабан–копер» (резонансні коливання, чутливість до параметрів напрямних і змін навантаження) та втомне руйнування із прогнозуванням залишкового ресурсу на основі поєднання лінійної механіки руйнування зі скінченно-елементним моделюванням, що використовується для формування підходів технічної діагностики.

Аналіз наявних публікацій показує, що наявні дослідження здебільшого мають фрагментарний характер і розглядають лише окремі складові задачі, зосереджуючись окремо на напружено-деформованому стані барабанів, контактній взаємодії «канат–обичайка», динаміці підйимального комплексу або термомеханіці гальмування. Таким чином, розробка комплексної методології, що поєднує аналітичні й чисельні розрахунки, оптимізацію конструкції та термомеханічне моделювання гальмового вузла, є актуальною науково-технічною задачею для довгомірних канатомістких барабанів із дисковими гальмами.

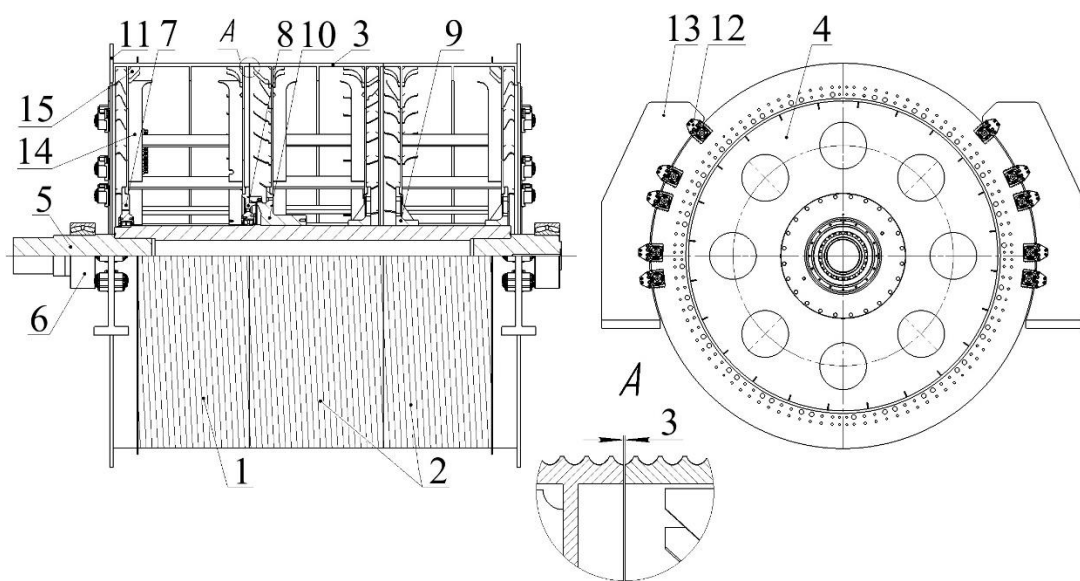


Рис. Комп'ютерна модель циліндричного розрізного барабана підвищеної канатомісткості шахтової підйимальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95

Основна частина. На рисунку подано комп'ютерну модель циліндричного розрізного барабана підвищеної канатомісткості шахтової підймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Барабан конструктивно виконано як дві функціонально відокремлені частини – переставну 1 і заклинену 2, які встановлено одна відносно одної з технологічним зазором (див. рис., вид А).

Несівним елементом кожної з частин є обичайка 3, що спирається на шість лобовини 4 (дві лобовини переставної частини та чотири – заклиненої); лобовини монтуєть на вал 5 через систему маточин. Для переставної частини використано маточини 7 і 8, тоді як для заклиненої – маточини 9 і 10. Переставну частину розміщено на підшипникових опорах, завдяки чому забезпечується її відносно обертання навколо осі вала 5 щодо заклиненої частини. Зазначена кінематична схема забезпечує роботу механізму перестановки: зубчасті вінці, закріплені на маточинах 8 і 9, уможливають тимчасове роз'єднання частин барабана та регулювання положення каната під час переходу між робочими горизонтами шахти.

З метою прискорення підготовки скінченно-елементної моделі та зниження обчислювальних витрат конструкцію барабана спрощено за раціонально обґрунтованою схемою. Так, для зменшення кількості зв'язаних вузлів і контактних поверхонь виконано уніфікацію маточин: геометрію маточин 7, 8, 9 і 10 прийнято однаковою з геометрією маточини 9. Підшипникові опори 6, розташовані на кінцях вала, у розрахунковій постановці трактуєть як несучі елементи, що сприймають радіальні та осьові навантаження, які виникають під час роботи барабана.

Гальмування барабана здійснюється дисковою системою, до складу якої входять гальмові диски 11, змонтовані з обох торців конструкції, та гальмові модулі 12, закріплені на нерухомих стійках 13. Обрана схема забезпечує зупинення обертових частин у разі спрацювання аварійного гальма.

Збільшення загальної конструкційної жорсткості забезпечується введенням ребер жорсткості 14 і косинок 15, які підвищують опір барабана деформуванню в умовах змінного навантаження.

Циліндричний розрізний барабан ШПМ типу ЦР-6,75×6,2/1,95 має такі базові геометричні та кінематичні характеристики: діаметр барабана – 6750 мм, повна ширина – 6200 мм; ширина заклиненої частини становить 4250 мм, а переставної – 1950 мм. Кути девіації каната дорівнюють $1^{\circ}27'$ та $1^{\circ}26'$. Діаметр відхиляючого шківів – 4000 мм, відстань між відхиляючими шківів – 2050 мм, довжина струни каната – 70747 мм.

Підвищення канатомісткості барабана забезпечують, як правило, збільшенням довжини його робочої поверхні, тобто подовженням заклиненої та переставної частин, що дає змогу розмістити необхідну довжину каната.

Разом з тим попередній інженерний аналіз показав, що застосування довгомірних барабанів супроводжується низкою конструктивно-експлуатаційних ризиків. Для барабанів завдовжки понад 6 м характерні значні осьові деформації, які набувають критичного значення за наявності дискових гальм, жорстко закріплених на нерухомих елементах. Осьові переміщення торців, зумовлені деформуванням обичайки, можуть спричинити вихід за межі геометричних допусків, необхідних для збереження працездатності гальмового вузла.

Під час проєктування барабанів ШПМ однією з визначальних геометричних умов є кут девіації каната, який за чинними вимогами має бути не більшим за $1^{\circ}30'$ для запобігання зісковзуванню каната з гвинтової канавки. Подовження барабана без компенсувальних заходів призводить до збільшення цього кута. Зменшення девіації досягають або збільшенням довжини струни каната (шляхом зміщення машини відносно стовбура шахти), або підвищенням висоти копра. Водночас довжину струни обмежують значенням 65 м, оскільки її перевищення викликає осьові та поперечні коливання, що ускладнює рівномірне навівання каната.

Подовження барабана, як правило, призводить до збільшення осьових переміщень його торців. За наявності дискових гальм ця обставина є критичною, оскільки торцеве биття гальмового диска має залишатися в межах допуску – не більше 1,5 мм за номінального зазору між диском і гальмовою колодкою 3 мм. Таким чином, вимоги до осьової жорсткості та геометричної стабільності барабана є визначальними для забезпечення ефективної й безпечної роботи гальмового вузла в експлуатаційних режимах.

Додатково слід враховувати, що гальмові колодки, які входять до комплексу обладнання Svendborg Brakes, мають обмежений ресурс унаслідок зношування, що обумовлює їх регулярну заміну. З урахуванням високої вартості оригінальних комплектуючих доцільним є розгляд можливості застосування фрикційних матеріалів вітчизняного виробництва. Водночас таке рішення потребує попереднього обґрунтування за результатами дослідження теплових режимів гальмового вузла, зокрема визначення теплових потоків і температурних рівнів, за яких забезпечується працездатність колодок в умовах динамічного навантаження.

Таким чином, аналіз підіймальної установки з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР-6,75×6,2/1,95 дає підстави виокремити коло експлуатаційно значущих проблем і чинників, що потребують цілеспрямованого дослідження:

1. Довгомірність обичайки (понад 6 м) зумовлює виникнення відчутних осьових деформацій і переміщень торців, що може призводити до порушення геометричних допусків та ускладнювати роботу дискових гальм. За цих умов торцеве биття понад 1,5 мм є критичним при номінальному зазорі між диском і колодкою 3 мм.

2. За наявності осьових деформацій і жорсткого закріплення гальмових модулів на нерухомих елементах конструкції зростає ймовірність порушення рівномірності контакту у парі «диск-колодка», що призводить до зниження ефективності гальмування та погіршення стабільності роботи гальмового вузла.

3. Навантаження та тепловиділення у гальмовому модулі спричиняють інтенсивний знос колодок, ускладнюючи технічне обслуговування та актуалізуючи оцінювання можливості заміни фрикційного матеріалу за умови забезпечення допустимих температурних режимів.

З огляду на встановлені вище конструктивно-експлуатаційні обмеження барабана типу ЦР подальший етап дослідження доцільно спрямувати на розв'язання двох взаємопов'язаних задач:

1. узагальнення та критичний аналіз наукових підходів до оцінювання осьової жорсткості й деформативності оболонкових конструкцій;

2. опрацювання методів теплового розрахунку дискових гальмових систем і підходів до визначення температурних напружень.

Реалізація зазначених задач забезпечує формування теоретико-методичної бази для подальшого створення комплексної методології моделювання розрізного барабана, орієнтованої на підвищення його експлуатаційної ефективності та безпечної роботи на глибинах понад 1500 м.

Робота [11] є найближчою за постановкою до задачі розрахункового обґрунтування канатомістких барабанів, оскільки пропонує метод визначення навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан із урахуванням геометрично-жорсткісних параметрів підкріпленої конструктивно-ортотропної оболонки та змін її напружено-деформованого стану; отримані середні рівні напружень розглядаються як вихідні дані для подальшого уточнення параметрів барабана чисельними методами. Модель ґрунтується на поданні обичайки як послідовності з'єднаних у вузлах оболонкових ділянок з еквівалентним врахуванням підкріплень пружними опорами, дискретизації зони навивки кільцевими елементами прикладання зусиль і матричній постановці розрахунку через матрицю податливості. Водночас запропонований підхід має низку методологічних обмежень, що знижують точність і відтворюваність результатів та обмежують його інженерну застосовність, зокрема для довгомірних барабанів і задач, у яких визначальними є узгодження деформативності елементів та граничних умов роботи вузлів.

Передусім у моделі не відображено осьову деформативність оболонки, що є суттєвим спрощенням фізичної схеми. Для шахтових підймальних машин, оснащених дисковими гальмами, жорстко закріпленими на нерухомих опорах, осьові деформації обичайки визначають узгодженість роботи приводу та гальмового вузла. Навіть незначні осьові зсуви можуть порушувати допустимі переміщення у зоні контакту «гальмовий диск-колодка», що призводить до погіршення стабільності гальмування. Отже, ігнорування осьових переміщень істотно обмежує застосування моделі для аналізу довгомірних барабанів і конструкцій, що працюють за підвищених навантажень.

По-друге, у межах моделі не виконано аналізу чутливості одержуваних результатів до варіації вихідних параметрів (жорсткостей підкріплень, товщини оболонки, радіуса барабана, довжини ділянок тощо). За відсутності такого аналізу вплив конструктивних параметрів на напружено-деформований стан залишається кількісно не обґрунтованим, а можливості використання моделі для варіантного проектування та адаптації до зміни геометрії – обмеженими.

По-третє, у роботі не наведено відтворюваної процедури визначення жорсткостей пружних елементів, якими замінено реальні підкріплювальні компоненти (шпангоути, ребра жорсткості, лобовини). Хоча вплив підкріплень формально враховано через пружні зв'язки на стискання і кручення, спосіб отримання їх числових характеристик подано без необхідної деталізації. Зокрема, відсутні алгоритм розрахунку та постановка чисельного визначення жорсткостей (тип моделі, граничні умови, прийоми апроксимації або екстраполяції), у тому числі з використанням скінченно-елементного аналізу. Така невизначеність ускладнює практичне застосування підходу й не дозволяє коректно оцінити достовірність результатів.

Додатково слід зауважити, що в роботі не подано інтерпретації застосування символу Кронекера у рівняннях граничних умов під час визначення перерізуючої сили. Не обґрунтовано вибір такого запису граничного стану оболонки та не показано, як він впливає на трактування крайових зусиль у вузлових точках. За відсутності цих пояснень фізичний зміст прийнятих граничних умов залишається неясним, що ускладнює перевірку коректності постановки задачі в частині прикладення крайових навантажень.

Крім того, у формулах (2.60–2.63) для визначення жорсткісних характеристик пружних елементів виявляються розмірнісні неузгодженості, які порушують вимогу фізичної однорідності рівнянь: одна й та сама жорсткісна величина фігурує у виразах з різними розмірностями (зокрема для згинальної жорсткості – N та N/m , для радіальної – N/m^2 та N/m) без наведення процедури приведення. При цьому не уточнено, чи використовуються фізичні чи приведені жорсткості, і не описано перехід між ними. Така невизначеність у виборі та узгодженні одиниць вимірювання ускладнює незалежну верифікацію та може спричинити похибки під час практичних розрахунків.

Попри заявлену концептуальну новизну та формальну математичну завершеність, модель потребує уточнення як на рівні фізичної постановки (насамперед у частині граничних умов та їх інтерпретації), так і на рівні числової реалізації (визначення, узгодження й верифікації вихідних параметрів). Зокрема, постановку задачі та параметризацію моделі доцільно привести у відповідність із підходами класичної механіки деформівного твердого тіла, забезпечивши виконання принципу фізичної однорідності рівнянь і відтворюваність процедур розрахунку.

Висновки. Виконаний огляд показує, що сучасні дослідження охоплюють практично всі ключові аспекти проектування та експлуатації барабанів шахтових підймальних машин: геометричну оптимізацію, аналіз напружено-деформованого стану оболонок, контактну взаємодію «канат-барабан», термічні деформації, знос футеровки та фрикційних пар, а також оцінювання втомного ресурсу. Водночас циліндричний розрізний барабан типу ЦР-6,75×6,2/1,95 характеризується сукупністю експлуатаційно критичних особливостей – подовженою обичайкою, підвищеними навантаженнями, жорсткими вимогами до стабільності гальмування, ризиком термічного перевантаження колодок і чутливістю до конструктивних та монтажних відхилень. Установлено, що наявні підходи здебільшого розглядають ці впливи окремо (НДС, термомеханіка, контакт, динаміка) і не забезпечують інтегрованого моделювання, яке б одночасно враховувало визначальні фізичні чинники в умовах реальної роботи підйальної машини.

З огляду на наведені положення, розроблення комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин слід розглядати як актуальну наукову задачу.

Реалізація цієї задачі передбачає розв'язання таких основних завдань:

1. Обґрунтування аналітичного ядра методології. Аналітичне ядро має забезпечувати оперативну оцінку напружено-деформованого стану (НДС) барабана та використовуватися для попереднього розрахункового аналізу на ранніх етапах проектування. Це дає змогу виконувати параметричні дослідження без трудомістких тривимірних скінченно-елементних розрахунків і здійснювати первинний відбір раціональних конструктивних варіантів.

2. Обмеження осьових деформацій барабана під дією канатного навантаження. Осьові переміщення гальмових дисків визначають працездатність дискової гальмової системи, тому необхідне розв'язання задачі топологічної оптимізації переставної частини барабана на основі варіантного чисельного моделювання схем підкріплення. Як критерій оптимізації доцільно прийняти мінімізацію маси підкріплення за умови виконання обмежень:

- максимальна осьова деформація гальмового диска – не більше 1,5 мм;
- підкріплення має забезпечувати нормативний рівень стійкості конструкції.

3. Термомеханічне моделювання фрикційної пари «гальмовий диск-колодка». Передбачається побудова термомеханічної моделі, у якій поєднано аналітичні та чисельні підходи (зокрема метод скінченних елементів) і відтворено реальні режими навантаження під час гальмування. Розроблену модель необхідно перевірити та використати для параметричних досліджень. За результатами розрахунків доцільно сформулювати критерій термостійкості, який слугуватиме основою для обґрунтованого вибору матеріалів фрикційної пари.

4. Підготовка методичних рекомендацій щодо практичної реалізації методології. Завершальним етапом є розроблення методичних рекомендацій з упровадження комплексної методології моделювання барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95. У рекомендаціях має бути визначено порядок вибору та розрахункового обґрунтування конструктивних параметрів барабана, а також вимоги до вихідних даних і послідовності розрахункових процедур.

Перелік посилань

1. Slepuzhnikov, E., & Khursenko, S. (2021). application of math splines for mathematical modeling the stressed state of the rope drum shell. *Advanced Discoveries of Modern Science: Experience, Approaches and Innovations Band1*. <https://doi.org/10.36074/logos-09.04.2021.v1.38>
2. Moldabayev, S., Sdvyzhkova, O., Babets, D., Amankulov, M., & Nurmanova, A. (2024). Numerical Simulation of a Pit Wall Stability Considering Seismic Impact in Terms of Ultra-Deep Open-Pit Mine. *Geomining*, 121–134. https://doi.org/10.1007/978-3-031-70725-4_9
3. Taran, I., Zhamanbayev, B., Klymenko, I., & Beketov, Y. (2024). Application of modern mathematical apparatus for determining the dynamic properties of vehicles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (4), 73–79. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-4/073>
4. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura, H., Onyshchenko, S., & Antonova, K. (2024). A Model of Interaction of Rigid Fibers in an Orthotropic Composite Rope. *Key Engineering Materials*, 995, 115–124. <https://doi.org/10.4028/p-puny7d>
5. Ilin, S., Adorska, L., & Ilina, I. (2025). Risk-forming factors influencing the loss of cross-section of reinforcement elements of vertical mine shafts. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 1491(1), 12002. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1491/1/012002>
6. Popescu, F. D., Andraş, A., & Brînaş, I. (2022). Determination using FEA of the static stress of a mine hoist drum after safety braking. *Annals of the University of Petroşani, Mechanical Engineering*, 24, 125–140. https://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2022/13_Popescu_Andras_Brinas_2.pdf
7. Popescu, F. D., Radu, S. M., Andras, A., Brînaş, I., Budilică, D. I., & Popescu, V. (2022). Comparative analysis of mine shaft hoisting systems' brake temperature using finite element analysis (FEA). *Materials*, 15(9), 3363. <https://doi.org/10.3390/ma15093363>
8. Mohammed, A. Q., Hussain, I. Y., & Abdullah, O. I. (2022). Effect of frictional material on thermal behavior of brake system. *Tribology in Industry*, 44(1), 64–72. <https://doi.org/10.24874/ti.1071.03.21.07>

9. Kowal, L., & Sinka, T. (2020). Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs. *Mining Machines*, 4, 2–13. <https://doi.org/10.32056/KOMAG2020.4.1>
10. Wolny, S., & Ładecki, B. (2017). Strength analysis of typical Koepe pulley constructions applied in mine hoisting installations. *Engineering Transactions*, 65(3), 523–538. <https://doi.org/10.24423/EngTrans.438.20170919>
11. Zabolotnyi, K.S., Symonenko, V.V., Panchenko, O.V., & Rutkovskiy, M.A.. (2024). *Justification of the Calculation Method for Cylindrical Drums of Mine Hoisting Machines: monograph*. Dnipro: Jurfond. <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167512>

ABSTRACT

Purpose. Conduct a review and critical analysis of methods for assessing the stress–strain state of rope-capacity split drums in mine hoisting machines and formulate requirements for an integrated modeling methodology for such drums with disc brakes for operation at great depths, based on the criterion of allowable axial deformation of the brake disc.

The methods. It involves systematizing publications and the requirements of the technical specification and forming a consistent set of models: an analytical shell model of the adjustable part, a finite element model, a formulation of topology optimization for the stiffening structure, and a thermomechanical model of the “brake disc–pad” pair. The models are integrated through common interface parameters describing deformability and thermal loading.

Findings. It was found that methods for analyzing the stress–strain state of mine hoisting drums and thermomechanical calculations of disc brakes are mostly applied separately, which reduces the reliability of assessing the brake unit performance for high rope-capacity drums. It is shown that the axial deformability of the drum end faces governs the axial runout of the brake disc and the non-uniformity of contact in the “disc–pad” pair; an engineering performance criterion is proposed, and the structure of an integrated modeling approach is outlined to substantiate design solutions and braking modes.

The originality. An integrated calculation methodology is proposed that combines an analytical shell model, finite element analysis, topology optimization of the stiffening structure, and thermomechanical analysis of the brake unit; the models are coordinated using the criterion of allowable axial deformation of the brake disc.

Practical implementation. The developed requirements and methodology structure provide a calculation-based justification of the parameters of the TsR-6,75×6,2/1,95 drum and its stiffening system under mass constraints, reduce the risk of exceeding geometric tolerances, improve the substantiation of emergency braking modes, and enable assessment of the thermal performance of the “brake disc–pad” pair.

Keywords: *mine hoisting machine, split cylindrical drum, increased rope capacity, axial stiffness, finite-element modeling, analytical model, disc brake.*

дата першого надходження статті до видання	10.01.2026
дата прийняття до друку статті після рецензування	12.02.2026
дата публікації (оприлюднення)	30.03.2026