

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

РУТКОВСЬКИЙ Максим Олександрович

УДК [622.673.1:621.778.27] (043.3)

ОБГРУНТУВАННЯ І РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ
РОЗРАХУНКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ БАРАБАНА
ШАХТНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Спеціальність 05.05.06 – гірничі машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2013

Дисертація є рукописом.

Робота виконана на кафедрі гірничих машин та інжинірингу Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Заболотний Костянтин Сергійович, професор кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Дворников Володимир Іванович, Державний вищий навчальний заклад «Донецький національний технічний університет» Міністерства освіти і науки України, професор кафедри гірничозаводського транспорту і логістики;

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

Гльїн Сергій Ростиславович, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (м. Дніпропетровськ), завідувач лабораторії проблем діагностики та випробувань устаткування шахтних підйомних комплексів.

Захист відбудеться «___» листопада 2013 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при Державному ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України (49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19).

Автореферат розісланий «___» жовтня 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
канд. техн. наук

О.В. Анциферов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Шахтна підйомна установка є основним транспортним комплексом, що пов'язує підземні виробки шахти з денною поверхнею. Основна частина цієї установки – шахтна піднімальна машина (ШПМ). Сучасні ШПМ – найбільш потужне стаціонарне обладнання шахти. Наприклад, потужність електроприводу такої машини може сягати 2000 кВт і вище. Основним типом ШПМ на шахтах і рудниках вугільної та гірничорудної промисловості є піднімальна машина з циліндричним барабаном. Найбільш великі сучасні вітчизняні барабанні ШПМ можуть забезпечити корисну вантажопідйомність до 35 т з глибини до 1000 м при швидкості підйому близько 20 м/с. Циліндричний барабан – виконавчий орган ШПМ – найважливіший елемент, що сприймає високі статичні та динамічні навантаження.

Європейські виробники ШПМ виготовляють барабани відносно простих конструкцій – переважно, гладкі литі барабани з товщиною обичайки до 160 мм. Вітчизняні виробники виготовляють барабани з товщиною обичайки не вище 55 мм, міцність і жорсткість яких підвищують за допомогою різного виду підкріплень (косинки, ребра, шпангоути). В результаті українські виробники випускають ШПМ з барабанами більш складних зварних конструкцій, але вони мають значно меншу масу, порівняно із зарубіжними аналогами. Це, з одного боку, є суттєвою конкурентною перевагою вітчизняних ШПМ, але з іншого – коректне встановлення підкріплень барабана ШПМ являє собою **складну технічну задачу**, яку постійно вирішують проектувальники. Невдале устанавлення підкріплень зварних барабанів призводить до зниження довговічності на відміну від імпортних аналогів. Від правильно розрахованої і прийнятої конструкції барабана, а також від умов його експлуатації залежить ресурс механічної частини піднімальної машини. Найбільш поширені несправності органів навантаження: деформація обичайки, скрип барабана, тріщини в обичайці, стукіт у барабані під час роботи, підвищення осьове зміщення вала, зісковзування каната, зношення незакріпленої маточини.

Для вдосконалення конструкції барабанів ШПМ відомі вчені розробили цілий комплекс методичних рекомендацій. Ці методики дозволяють виконати перевірені розрахунки барабанів ШПМ, мають оціночний характер, не дозволяють оптимізувати конструкцію барабана. Сучасним підходом у проектуванні є застосування методів структурної оптимізації. У цьому зв'язку в роботах К.С. Заболотного запропоновано підхід, згідно з яким будується спрощена узагальнено параметрична модель барабана ШПМ, проводиться її оптимізація, а потім оптимальному значенню узагальнених параметрів ставиться у відповідність конструктивна розробка. Для реалізації даного підходу необхідно розробити ефективний метод визначення розрахункових навантажень на барабан з урахуванням впливу геометричних і жорсткісних характеристик підкріпленої конструкції барабана і зміни його напружено-деформованого стану (НДС) під дією навитих витків каната. Цей метод повинен бути реалізований у вигляді обчислювального алгоритму – АРМа конструктора, який дозволяє, використовуючи математичні моделі деформування підкріпленого барабана і намотування каната, розраховувати і проектувати раціональні конструкції циліндричних бараба-

нів ШПМ. Тому обґрунтування і розробка методу визначення розрахункових навантажень циліндричних барабанів ШПМ, що враховує вплив геометричних і жорсткісних характеристик підкріпленої конструкції барабана і зміни його НДС під дією навитих витків каната, – **актуальна наукова задача.**

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконується в рамках загальної наукової проблеми: «Технології та засоби математичного моделювання, оптимізації та системного аналізу розв'язання надскладних завдань державного значення», яка входить згідно з Постановою Кабінету Міністрів України № 942 від 7 вересня 2011 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року: у напрямі «Інформаційні та комунікаційні технології»». Дисертація пов'язана з науковим напрямом кафедри гірничих машин та інжинірингу ДВНЗ «Національний гірничий університет» і виконана в рамках держбюджетних робіт ДП-426 «Розвиток теорії процесів підводного видобутку і транспортування твердих корисних копалин» (2009 – 2011) з номером державної реєстрації 0109U002806 і ДП-452 «Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин» (2012 – 2013) з номером державної реєстрації 0112U000871.

Мета і завдання дослідження

Мета дослідження – визначення впливу геометричних і жорсткісних характеристик підкріпленої конструкції барабана і зміни його напружено-деформованого стану під дією навитих витків для створення методу визначення розрахункових навантажень і розробка інженерної методики розрахунку і проектування раціональних конструкцій барабанів шахтних піднімальних машин.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішені такі завдання:

1. Наукове обґрунтування і розробка методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан.
2. Оцінка достовірності методу визначення розрахункових навантажень барабанів на підставі зіставлення результатів фізичного експерименту і розробленого методу.
3. Розробка інженерної методики розрахунку і конструювання циліндричних барабанів.
4. Дослідження впливу параметрів конструкції на напружено-деформований стан барабана.

Ідея роботи полягає у використанні отриманих від конструктивних параметрів барабана залежностей осереднених напружень в обичайці при розробці методу визначення розрахункових навантажень для подальшого аналізу запасу міцності барабана за допомогою методу кінцевих елементів.

Об'єкт дослідження – процес формування напружено-деформованого стану при намотуванні каната на циліндричний барабан шахтної піднімальної машини.

Предмет дослідження – залежність розрахункових навантажень від геометричних і жорсткісних характеристик барабана шахтної піднімальної машини.

Методи дослідження. Вибір напрямку дослідження та визначення актуальності теми роботи зроблено на основі аналізу літературних джерел і узагальнення досліджень, проведених попередниками. При науковому обґрунтуванні та розробці методу визначення канатних навантажень на барабан ШПМ використані такі методи: багатьох масштабів, осереднення, математичного, комп'ютерного та фізичного моделювання, а також статистичної обробки даних.

Наукова новизна одержаних результатів

Наукові положення, які виносяться на захист:

1. Істотним чинником, від якого залежить напружено-деформований стан барабана шахтної піднімальної машини, є l_{β} – відносна довжина консольної частини барабана, оптимальне значення якої за критерієм досягнення мінімуму максимальних напружень у барабані відповідає умові $l_{\beta} = 0,7$.

2. У шахтних піднімальних машинах з розрізним барабаном відносна максимальна інтенсивність напружень в обичайці барабана експоненціально залежить від радіальної жорсткості лобовини.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше теоретично обґрунтовано, що розрахункові навантаження при намотуванні каната на циліндричний барабан і розмотуванні його можна визначити з розгляду процесу послідовного надягання на барабан і знімання з нього попередньо розтягнутих гладких пружних кілець з жорсткістю, еквівалентною поздовжній жорсткості каната, а циліндричний барабан моделювати підкріпленою вісесиметричною конструктивно-ортотропною оболонкою.

2. Вперше доведено, що в ході моделювання НДС обичайки барабана із зміною кута нарізки від $2,6$ до $3,6^{\circ}$ відносні похибки при заміні спіральної канавки послідовністю кільцевих не перевищують 6% за максимальними переміщеннями і 10% за максимальною інтенсивністю напружень.

3. Вперше отримано вираз для згинальної жорсткості обичайки барабана шахтної піднімальної машини у вигляді добутку осередненої жорсткості та коефіцієнта редукування, для якого на підставі обчислювального експерименту побудована апроксимаційна залежність у вигляді полінома четвертого порядку, залежного від безрозмірних параметрів, що характеризують геометрію профілю канавки.

4. Вперше показано, що оскільки напруження в профільованому барабані ШПМ, визначені за методом МКЕ, і в підкріпленій вісесиметричній конструктивно-ортотропній оболонці якісно подібні, то за усередненими напруженнями в ній можна вибрати розрахунковий випадок для подальшого уточненого розрахунку барабана.

5. Вперше встановлено, що для розрізних барабанів ШПМ при довгих консолях максимальні напруження в обичайці виникають над лобовиною, яка знає незначних навантажень вигину на відміну від обичайки. При короткій консолі, коли головний канат набігає на консольну частину обичайки, лобовини та обичайка згинаються. Проте згинальні навантаження, що виникають при цьому, менше тих, які з'являються над правим шпангоутом, у результаті намотування холостого канату.

Наукове значення роботи полягає в тому, що на основі сучасних методів чисельного і фізичного моделювання та обчислювального експерименту виконано наукове обґрунтування та розроблено метод визначення розрахункових навантажень барабана шахтної піднімальної машини, в якому враховано вплив геометричних і жорсткісних характеристик конструкції барабана на зміну канатного навантаження з урахуванням ослаблення натягу, викликаного дією намотаних витків.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі науково-обґрунтованого методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан і розмотуванні його розроблена інженерна методика розрахунку і конструювання циліндричних барабанів ШПМ, що дозволяє скорочувати трудомісткість вибору розрахункового випадку і визначати раціональні параметри конструкції барабанів ШПМ.

Реалізація результатів роботи. Інженерна методика розрахунку і конструювання циліндричних барабанів ШПМ використовується при розробці нових конструкцій барабанів ШПМ з круглим металевим канатом на ПАТ «Новокроматорський машинобудівний завод» (НКМЗ). Акт упровадження науково-дослідних робіт затверджений головним інженером виробництва гірничорудного і ковальсько-пресового обладнання (ГР і КПО) ПАТ «НКМЗ» 12.04.2013 р..

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій забезпечені фундаментальними методами механіки твердих тіл, контролем точності та збіжності методу скінченних елементів; методами математичної статистики при аналізі результатів експериментальних досліджень; адекватністю розроблених теоретичних моделей експериментальним дослідженням; задовільним довірчим діапазоном експериментально визначених коефіцієнтів. Похибка у визначенні деформації обичайки барабана при намотуванні каната порівняно з фізичним експериментом менше 9% при довірчій імовірності 95%. Абсолютна середньоквадратична похибка апроксимуючого полінома для визначення коефіцієнта редукування профілю канавки барабана не перевищує 1,6%, а максимальна відносна – 5,3%.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно сформульовані мета роботи, завдання дослідження та наукові положення, розроблена механічна модель барабана шахтної піднімальної машини, обґрунтовано застосування віссиметричної моделі для розрахунку циліндричних барабанів зі спіральною канавкою, розроблена узагальнено-параметрична модель обичайки.

Апробація результатів. Основні положення дисертації доповідалися під час проведення першої науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НГУ «Наукова весна – 2010», Державний ВНЗ «НГУ» (м. Дніпропетровськ, 2010); міжнародної X науково-технічної конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку», ДДМА (м. Краматорськ, 2012); міжнародної науково-практичної конференції «Нові досягнення в галузі проектування та експлуатації підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин», ХНАДУ (м. Харків, 2012); міжнародної конференції «Форум гірників – 2012», Державний ВНЗ «НГУ» (м. Дніпропетровськ, 2012); всеукра-

їнської науково-технічній конференції «Сучасні інформаційні технології, засоби автоматизації та електропривід», ДДМА (м. Краматорськ, 2012).

Публікації. На тему дисертації опубліковано 13 друкованих праць (4 – без співавторів), з них 8 – у спеціалізованих виданнях, 5 – у збірниках матеріалів конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку літератури із 100 найменувань, 4 додатків, 56 рисунків і 13 таблиць. Загальний обсяг – 174 сторінки.

ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** коротко висвітлені суть і стан наукової задачі, обґрунтовано необхідність досліджень, а також наведені характеристика і загальна структура роботи.

Перший розділ присвячений аналізу технічної проблеми, з якою постійно стикаються проектувальники ШПМ, та існуючих методів розрахунку канатних барабанів ШПМ, а також постановці наукової задачі дослідження. У процесі намотування-розмотування каната можуть виникати такі внутрішні зусилля, які надалі призводять до неоднозначного розподілу напружень у барабані, що істотно ускладнює вибір розрахункового випадку.

На розрахункові навантаження при намотуванні каната на барабан впливає натяг каната, жорсткість барабана, послідовність намотування-розмотування каната, схема укладання витків на барабан, місце розташування намотуваного витка вантажного каната. Розрахунковим називається навантаження, на яке виконується розрахунок міцності барабана. Розрахунковий випадок – це один з варіантів вантаження, при якому в обичайці виникають максимальні еквівалентні напруження.

Відомі вітчизняні вчені Б.І. Давидов, Б.С. Ковальський, З.М. Федорова, О.П. Нестеров, Ф.Л. Шевченко, В.І. Дворников, В.І. Самуся, К.С. Заболотний, Н.М. Фідровська розробили основи інженерної теорії і методів розрахунку органів намотування барабанних і багатоканатних ШПМ, які застосовуються для проектування барабанів. У роботах К.С. Заболотного, О.Л. Жупієва вперше обґрунтована можливість розрахунку барабанів ШПМ з розрізним барабаном за допомогою МКЕ з використанням методики Hot Spot Stress. Показано, що розрахунковий випадок для визначення НДС барабана повинен вибиратися з варіантів навантаження, які відповідають різним положенням підйомних посудин у стволі. Запропоновано визначати розрахунковий випадок на основі серії чисельних експериментів з використанням МКЕ і подальшою інтерполяцією результатів. Такий підхід відрізняється великою трудомісткістю і необхідністю при незначній зміні розрахункової моделі повторно проводити серію чисельних експериментів. Це ускладнює розрахунок і вдосконалення конструкцій циліндричних барабанів ШПМ.

Тому наукове обґрунтування і розробка методу визначення розрахункових навантажень циліндричних барабанів ШПМ є **актуальною науковою задачею**.

У другому розділі проведено наукове обґрунтування та розробка методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан. Задача вирішувалася у наведеній нижче послідовності.

1. *Розробка математичної моделі намотування каната на барабан.* Прийняті припущення. Процес намотування каната на барабан поданий у вигляді послідовного надягання з натягом дискретних кілець жорсткістю $E_k S_k$, де E_k – модуль пружності каната, S_k – площа поперечного перерізу всіх дротів каната. Барабан моделюється вісесиметричною конструктивно-ортотропною підкріпленою оболонкою з відомою матрицею піддатливості. Зусилля у намотуваному витку каната, що намотується на барабан, дорівнює зусиллю розтягу T у прямокутній лінії каната. Позначено: i – номер координатної лінії, що відповідає канавці на барабані, j, k – номери надягнутого і кільця, що надівається на барабан, R_0 – радіус обичайки по осі намотування каната (рис. 1).

Прийmemo, що між j -м кільцем і оболонкою виникає погонна сила взаємодії $P_{j,k}$, яка викликає прогин $w_{i,k}$ по i -й координатній лінії оболонки при надяганні k -го кільця.

За допомогою системи рівнянь сумісності деформацій підкріпленої оболонки і пружних кілець отримано математичну модель намотування каната на барабан у вигляді

$$[M] \cdot [C] = [H]. \quad (1)$$

Компоненти квадратної матриці $[C]$ відповідно $C_{i,k} = w_{i,k}$, $C_{i+N,k} = P_{i,k}$ ($i, k = 1 \dots N$).

Переріз матриць $[M]$ і $[H]$ запишеться так:

$$[M_{..k}] = \begin{bmatrix} [E] & -[W] \\ [D] & [E] \end{bmatrix}, \quad [H_{..k}] = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{Q\} \end{Bmatrix},$$

де $[E]$ – одинична матриця порядку N ;

$[W]$ – матриця податливості;

$[D] = E_k S_k \text{diag}\{1/r_1, 1/r_2, \dots, 1/r_{k-1}, 0, \dots, 0\}/R_0$ – діагональна матриця порядку N ,

$$\{Q\}^T = \frac{E_k S_k}{R_0} \begin{pmatrix} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{R_0}\right), \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{R_0}\right), \dots, \\ \left(\frac{1}{r_{k-1}} - \frac{1}{R_0}\right), \frac{T_k}{E_k S_k}, 0, \dots, 0 \end{pmatrix} \text{ – внутрішні зусилля в кільцях.}$$

Коефіцієнти системи рівнянь (1) обчислюються за такими рекурентними формулами:

$$\begin{cases} [M(r_1, \dots, r_{k-1})_{..k}] \cdot [C_{..k}] = [H(r_1, \dots, r_{k-1})_{..k}]; \\ r_k = \frac{R_0 - C_{k,k}}{1 + \frac{P_{k,k}}{E_k S_k}}. \end{cases}$$

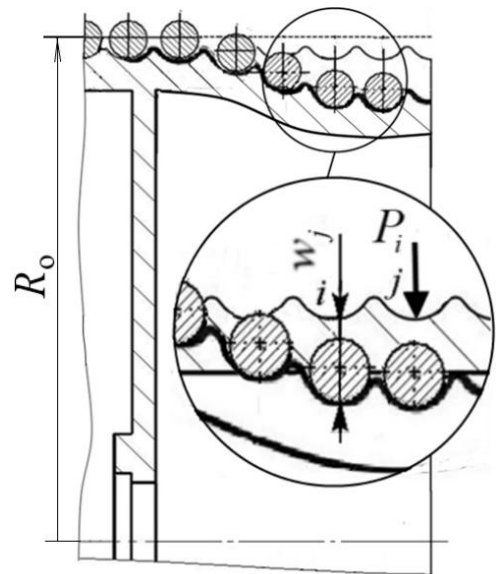


Рис. 1. Розрахункова схема процесу намотування

Оскільки k -й переріз матриць $[M]$ і $[H]$ не залежить від r_k , то k -й переріз матриці $[C]$ визначається із розв'язування системи алгебраїчних рівнянь $[C_{.k}] = [M(r_1, \dots, r_{k-1})_{.k}]^{-1} \cdot [H(r_1, \dots, r_{k-1})_{.k}]$, де $C_{i,k} = w_{i,k}$, $C_{i+N,k} = P_{i,k}$ ($i, k = 1 \dots N$).

У рівняння (1) входить у вигляді компонента матриця податливості W , то значить, для визначення $P_{j,k}$ необхідно розробити математичну модель деформування підкріпленого барабана, а з неї отримати вирази для компонентів матриці $[W]$.

2. *Розробка математичної моделі деформування підкріпленого барабана.* Прийняті такі припущення: фізична модель підкріпленого барабана – послідовність з'єднаних один з одним у вузлах конструктивно-ортотропних оболонок (рис. 2), відповідних ділянкам підкрепленої обичайки; у вузлах, відповідних лобовинам, ребордам і шпангоутам, розміщені пружні опори з еквівалентними характеристиками. Необхідно знайти переміщення точок координатних ліній на оболонці під дією одиничних погонних сил, розподілених уздовж кожної координатної лінії на оболонці.

Метод вирішення – рівняння сумісності деформацій та рівняння рівноваги оболонки і пружних опор.

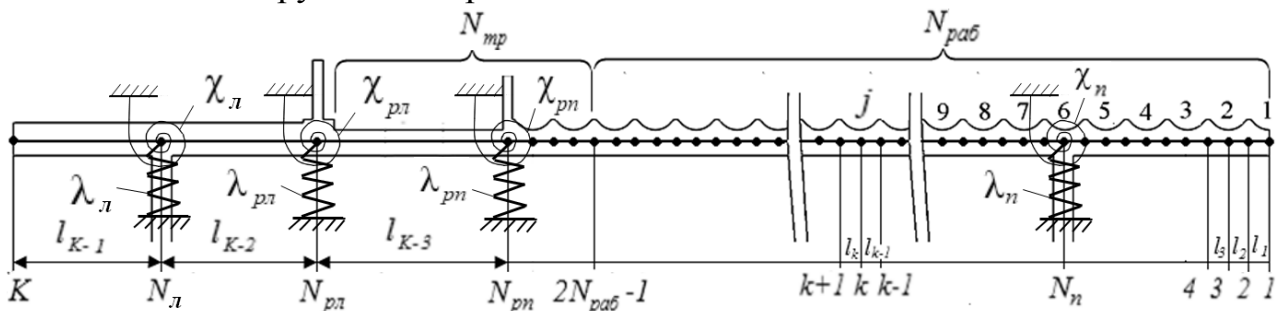


Рис. 2. Фізична модель барабана

На рис. 2 позначено: N_{rab} – кількість робочих канавок; N_{tr} – кількість витків тертя порожнякового каната; K – кількість вузлів; j – номер змінної канавки; k – номер змінного вузла, N_l , N_n – номери вузлів над лівою та правою лобовинами; N_{rl} , N_{rn} – номери вузлів над лівою та правою ребордами, l_k – довжина k -ї балки, λ – жорсткість пружин стиснення; χ – жорсткість пружин кручення.

Загальний вираз для прогину k -ї ділянки оболонки при дії одиничної погонної сили вздовж i -ї координати лінії ($i = 1 \dots N$) буде:

$$w_{i,k}(x) = e^{\beta_k x} (C_{i,4k-3} \sin(\beta_k x) + C_{i,4k-2} \cos(\beta_k x)) + e^{-\beta_k x} (C_{i,4k-1} \sin(\beta_k x) + C_{i,4k} \cos(\beta_k x)), \quad (2)$$

де C – довільні константи; $\beta_k = 4 \sqrt{\frac{B_k}{4R^2 D_k}}$; B_k – кільцева жорсткість оболонки;

D_k – згинальна жорсткість.

Граничні умови – рівняння спільності деформацій і рівноваги граничних вузлів. У результаті отримано математичну модель деформування підкріпленого барабана

$$[A] \cdot [C] = [B], \quad (3)$$

де $[A]$ – матриця системи, яка формується шляхом підстановки загального розв’язку в граничні умови; $[B]$ – матриця навантажень, компоненти якої визначаються за формулою

$$B_{i,j} = \frac{\delta_{i,2}}{2R} + \frac{\delta_{i,8j-6}}{R}, \text{ Н / м, де } 1 \leq i \leq N, \text{ а } 1 \leq j \leq N_{\text{раб.}}$$

$[C]$ – матриця констант інтегрування знаходиться з виразу

$$[C] = [A]^{-1} \cdot [B]. \quad (4)$$

Переміщення характерних точок координатних ліній оболонки під дією одиничних погонних сил визначається з рівняння (2), для яких $x=0$, а значення констант інтегрування підставляються з виразу (4).

$$W_{i,j} = C_{i,j8-6} + C_{i,8j-4}, \quad (5)$$

де $i, j = 1 \dots N$.

Вираз (5) – компоненти матриці податливості $[W]$, які залежать від параметрів конструктивно-ортотропної оболонки і пружних опор. Запишемо його в матричній формі

$$\{w\} = [\Phi] \cdot \{C\},$$

де $[\Phi]$ – ненульові компоненти матриці, $\Phi_{k,4k-2} = \Phi_{k,4k} = 1$ ($k = 1, \dots, K-1$).

Загальне рівняння для матриці податливості має вигляд:

$$[W] = [\Phi] \cdot [A]^{-1} \cdot [B].$$

Компоненти матриці $[W]$ залежать від невідомих параметрів конструктивно-ортотропної оболонки і пружних опор. Для визначення невідомих D, B, λ, χ необхідно розробити фізичну модель барабана як сукупність фізичних моделей: обичайки, лобовини, реборд, шпангоутів, косинок.

3. *Розробка фізичної моделі профільованого підкріпленого барабана.* Для цього необхідно вирішити низку підзадач.

3.1. Визначення похибки при заміні фізичної моделі барабана з гвинтовою канавкою вісесиметричною моделлю з послідовністю кільцевих канавок. Прийняті припущення: навантаження від навитих витків каната – рівномірний радіальний тиск по дну канавки, вплив підкріплень при цьому не враховується; стик лобовини з маточиною являє собою жорстке закладення. Методом кінцевих елементів виконані розрахунки НДС для барабана з гвинтовою канавкою і з послідовністю кільцевих. Діапазон параметрів визначений за такими формулами:

$$\tilde{h}_n = \frac{h_n}{R}, 0,01 \leq \tilde{h}_n \leq 0,0175; \tilde{h} = \frac{h}{R}, 0,017 \leq \tilde{h} \leq 0,02; \tilde{B} = \frac{B}{R}, 0,8 \leq \tilde{B} \leq 1,15,$$

де B – ширина барабана; h – товщина обичайки; h_n – товщина лобовини; R – радіус обичайки.

В результаті обчислювального експерименту показано, що похибка заміни фізичної моделі барабана з гвинтовою канавкою вісесиметричною моделлю з послідовністю кільцевих канавок не перевищує відносно напруження і переміщення 10%.

3.2. Розробка фізичної моделі обичайки. Прийняте припущення – для профільованої обичайки справедливі гіпотези Кірхгофа – Лява. Розглянута рівновага елемента обичайки (рис. 3), вирізаного двома поперечними перерізами, що

знаходяться на відстані dx , і двома радіальними перерізами, що утворюють між собою кут $d\varphi$, в якому під дією тиску q виникають внутрішні силові фактори Q_x , M_x , N_x , N_φ .

Застосовуючи гіпотезу Кірхгоффа – Лява, принцип можливих переміщень і метод двох масштабів, отримано рівняння рівноваги ділянки оболонки з усередненими коефіцієнтами:

$$D_o \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_o}{R^2} w = q,$$

де D_o – осереднена згинальна жорсткість,

$$D_o = k_p \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^\tau \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1},$$

B_o – осереднена кільцева жорсткість,

$$B_o = \frac{E}{\tau} \int_0^\tau \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx,$$

тут $f_z(x)$ – функція, що описує геометрію профілю канавки.

Враховуючи наявність зв'язку між параметрами D і B , дану оболонку можна розглядати як конструктивно-ортотропну з модулями пружності в осьовому і

окружному напрямках відповідно: $E_1 = \frac{12D(1-\mu^2)}{h^3 + \frac{12D}{E_2}}$; $E_2 = \frac{B_o}{h}$.

Рівняння рівноваги профільованої обичайки можна записати в такому вигляді

$$\frac{E_1 h^3}{12(1-\mu_1\mu_2)} \cdot \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{E_2 h}{R^2} w = q, \text{ де } \mu_1 = \mu; \mu_2 = \mu \frac{E_1}{E_2}.$$

Фізична модель обичайки являє собою вісесиметричну конструктивно-ортотропну оболонку, кільцева жорсткість якої визначається з відомого аналітичного виразу, а згинальна – уточнювалася на підставі напівемпіричного підходу за допомогою коефіцієнта редукування. Для визначення коефіцієнта редукування k_p проведено двофакторний обчислювальний експеримент над кінцево-елементною моделлю елемента обичайки довжиною в половину кроку нарізки t . Прийнято основні параметри t , h_f , h_m , які замінені безрозмірними $\varepsilon = h_f/h_m$ і $\zeta = t/h_f$. Вони змінювалися в діапазоні $0,18 \leq \varepsilon \leq 1,24$; $3,21 \leq \zeta \leq 4,67$. У ході експерименту вимірювався кут нахилу правої кромки. За кутом нахилу визначалася емпірична згинальна жорсткість, відношення якої до аналітичної дає коефіцієнт редукування k_p .

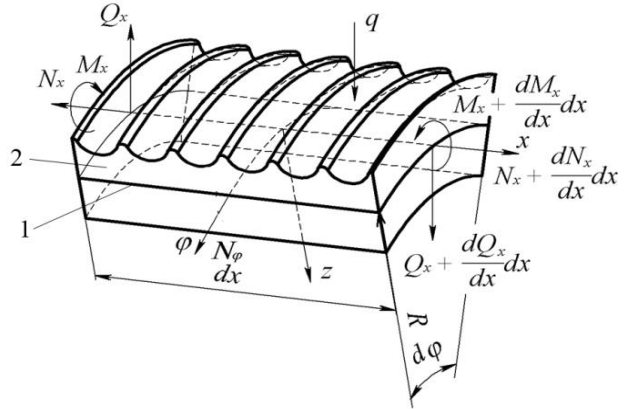


Рис. 3. Розрахункова схема елемента оболонки (1), еквівалентного профільованій обичайці (2)

Обробка результатів проводилася методом найменших квадратів. Отримана залежність коефіцієнта редукування k_p профілю канавки барабана ШПМ від наведених висоти гребінця ε і кроку нарізки канавки ζ :

$$k_p(\varepsilon, \zeta) = 1,347 - 0,5\varepsilon - 0,295\zeta + 0,61\varepsilon^2 + 0,016\varepsilon\zeta + 0,074\zeta^2 - 0,195\varepsilon^3 - 0,021\varepsilon^2\zeta + 0,007\varepsilon\zeta^2 - 0,006\zeta^3.$$

Абсолютна середньоквадратична похибка не перевищує 1,6%, а максимальна відносна – 5,3%.

3.3. Побудова фізичних моделей підкріплень у вигляді дискретних кільцевих пружин стиснення і кручення. Введені припущення: з'єднання лобовин з маточиною – жорстке закладення; всі підкріплення чинять опір радіальному тиску і згинальному моменту.

Визначалася залежність характеристик жорсткості підкріплень від їх геометричних параметрів. Згинальна χ і радіальна λ жорсткості лобовин розраховувалися з використанням кінцево-елементного моделювання в SolidWorks Simulation. Згинальна жорсткість обчислювалася як відношення прикладеного моменту M_κ до середнього кута повороту ψ зовнішньої кругової кромки, тобто

$$\chi = \frac{M_\kappa}{\psi},$$

а радіальна – як відношення прикладеного тиску q до середнього радіального переміщення w_λ зовнішньої кругової кромки, тобто

$$\lambda = \frac{q}{w_\lambda}.$$

Обрані такі вхідні параметри: зовнішній радіус R_λ , товщина лобовини h_λ , радіус посадочного отвору R_o . Введені $\rho = R_\lambda/R_o$, $\delta = R_o/h_\lambda$ з межами змінювання $2,5 \leq \rho \leq 3,29$; $17,5 \leq \delta \leq 45$. Жорсткості лобовини подані у вигляді залежностей:

$$\tilde{\lambda} = \frac{\lambda}{B} = \frac{\lambda}{Eh_\lambda}; \quad \tilde{\chi} = \frac{\chi}{D} = \frac{12\chi(1-\mu)}{Eh_\lambda^3}.$$

Результати обчислювального експерименту оброблені методом найменших квадратів:

$$\tilde{\lambda}(\rho) = 54,5 - 22,3\rho + 3\rho^2;$$

$$\tilde{\chi}(\rho, \delta) = 0,71 - 0,041\rho - 2,35\delta - 0,065\rho^2 - 7,1\rho\delta + 224,5\delta^2.$$

Абсолютна середньоквадратична похибка апроксимації не перевищує 1,8%, а максимальна відносна – 6%.

Як фізичні моделі шпангоутів і реборд була прийнята модель будівельної механіки – кругла симетрично навантажена пластинка.

4. *Постановка методу визначення розрахункових навантажень.* Прийнято припущення – розрахунковим випадком для барабана є такий варіант навантаження, при якому досягається максимальна інтенсивність напружень у конструктивно-ортотропній оболонці.

Метод визначення розрахункових навантажень полягає у виконанні таких дій з отриманими рівняннями:

1) обчислюються параметри конструктивно-ортотропної оболонки – згинальна D_0 і кільцева B_0 жорсткості, модулі пружності E_1, E_2 , коефіцієнти Пуассона μ_1, μ_2 ; параметри пружних опор згинальні χ і кільцеві жорсткості λ ;

2) знаходяться компоненти матриці піддатливості $[W]$;

3) обчислюється матриця варіантів навантажування з компонентами $P_{j,k}$, де $j = 1, \dots, N$ – номер канавки, $k = 1, \dots, N_r$ – номер варіанта навантаження;

4) для всіх варіантів навантаження із застосуванням запропонованих формул визначається вектор $\{\sigma\}$, кожен k -й компонент якого є максимальною інтенсивністю напружень в оболонці σ_k в k -му варіанті навантаження;

5) варіант навантаження, при якому компонент вектора $\{\sigma\}$ досягає максимального значення, обирається як розрахунковий випадок для визначення НДС барабана за допомогою методу кінцевих елементів (МКЕ).

У третьому розділі поставлено завдання: протестувати запропонований метод.

Для цього виконані дві підзадачі: 1. *Оцінка запропонованого методу з використанням лабораторної установки, що моделює процес намотування каната на барабан.* Виходячи з рівняння рівноваги між канатом і оболонкою, а також на підставі π -теорема були записані умови проектування лабораторної установки та визначено її параметри (рис. 4), де позначено: 1 – оболонка, 2 – реборда, 3 – індикатори годинникового типу ІЧ-10; 4 – барабан, 5 – роликоопори, 6, 7 – блоки, 8 – сталевий трос, 9 – вантаж, 10 – бобіна.

Відповідно до програми й методики випробувань вимірювалися радіальні прогини оболонки під дією намотуваних витків каната. На лабораторній установці був проведений експеримент з намотування каната.

На рис. 5 подано результати вимірювань радіальних переміщень за допомогою чотирьох індикаторів. Статистична обробка цих результатів показала, що розподіл радіальних прогинів оболонки у вибірці підпорядковується нормальному закону, при довірчій імовірності 95% відхилення кордонів довірчого інтервалу від математичного очікування не перевищує 3%.

Потім за допомогою запропонованого методу визначалися

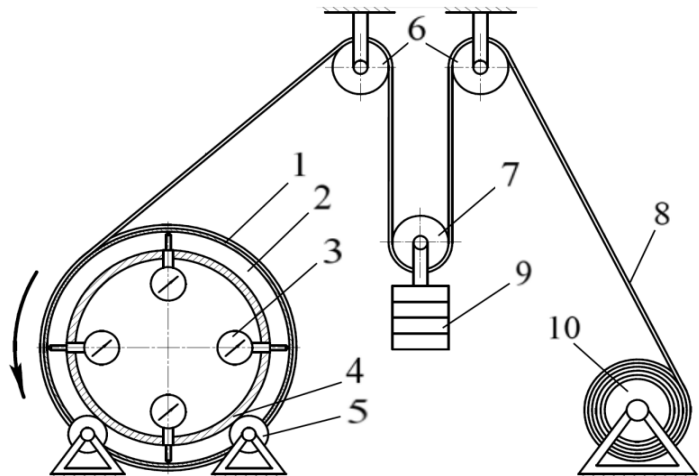


Рис. 4. Схема лабораторної установки

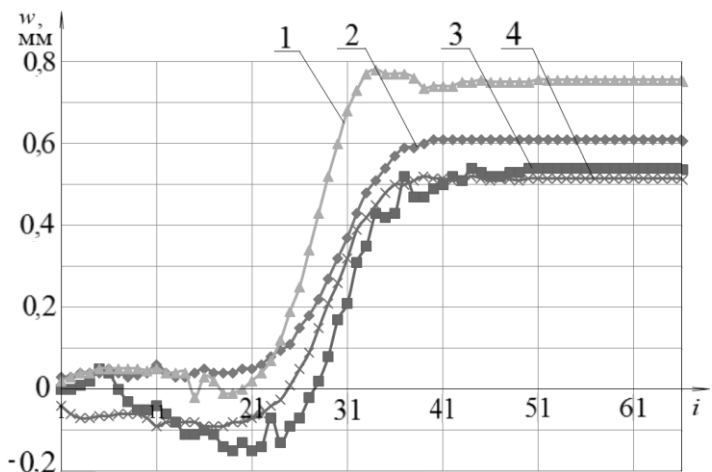


Рис. 5. Графік прогинів обичайки

прогини обичайки лабораторної установки розрахунковим шляхом. При цьому похибка обчислення прогинів оболонки з використанням запропонованого методу при послідовному намотуванні каната в порівнянні з фізичним експериментом не перевищувала 9%.

2. *Обґрунтування вибору розрахункового випадку на прикладі барабана машини ЦР – 6×3,4/0,6.* При цьому необхідно порівняти розрахункові навантаження на заклинену частину барабана машини ЦР – 6×3,4/0,6, отримані на підставі розробленого методу і МКЕ. На рис. 6 подано розподіл погонних сил як функція двох змінних: k – варіант навантажування, j – номер канавки, в якій визначається погонна сила. Для всіх варіантів навантаження визначений вектор $\{\sigma\}$, кожен компонент якого є максимальною інтенсивністю напружень в оболонці при відповідному варіанті навантаження. На рис. 7 показані результати порівняння напружень у конструктивно-ортотропній оболонці та твердотільній моделі заклиненої частини барабана, які були розраховані за допомогою МКЕ з використанням SolidWorks Simulation.

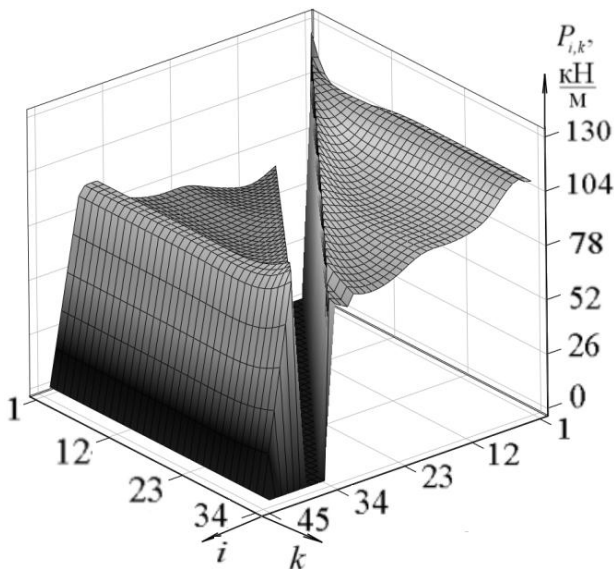


Рис. 6. Залежність погонного навантаження $P_{i,k}$ від параметрів i і k

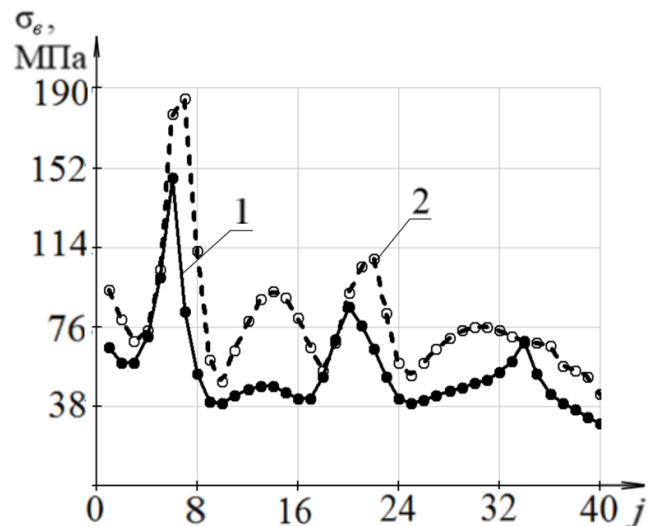


Рис. 7. Залежність напружень в обичайці

Залежності напружень, визначених за МКЕ і запропонованим автором методом, якісно подібні. Таким чином, запропонований метод дозволяє встановити варіант навантаження, при якому компонент вектора $\{\sigma\}$ сягає максимального значення, а також може бути обраний як розрахунковий випадок для визначення НДС барабана за допомогою МКЕ.

У четвертому розділі поставлено завдання: розробити інженерну методику розрахунку і конструювання циліндричних барабанів. Для реалізації запропонованого методу у вигляді обчислювального алгоритму – АРМа конструктора використовувалися математичні моделі деформування підкріпленого барабана і намотування каната. Математичні моделі були реалізовані на алгоритмічній мові MathCAD 14. Розроблена інженерна методика розрахунку і конструювання циліндричних барабанів ШПМ, яка дозволяє з мінімальними трудовитратами вибирати розрахунковий випадок за максимальними напруженнями з

безлічі варіантів навантаження. Дана методика затверджена проректором з наукової роботи Державного ВНЗ «НГУ» і узгоджена з головним інженером виробництва ГР і КПУ ПАТ «НКМЗ». За допомогою цієї методики можна розробляти раціональні конструкції барабанів ШПМ на основі аналізу залежностей між узагальненими параметрами барабанів і напруженнями в конструктивно-ортотропній оболонці.

У п'ятому розділі поставлено завдання: дослідити вплив параметрів конструкції на НДС барабана. В результаті вирішені три підзадачі.

1. Дослідження впливу розташування лобовини на максимальні напруження. Прийнято рішення використовувати інженерну методику для аналізу впливу параметрів барабана ЦР – 6×3,4/0,6 на вектор максимальних напружень. Як варіюваний параметр прийнята відстань лобовини близька до місця розрізу барабана від цього розрізу $l_\beta = l\beta$, а за функцію $\Gamma = \sigma_{\max}/\sigma_{\text{асим}}$ – наведена максимальна інтенсивність напружень. За допомогою запропонованої інженерної методики отримано графік (рис. 8). Встановлено, що залежно від безрозмірної довжини консолі l_β , яка є добутком довжини консолі l на коефіцієнт мінливості β , існує два якісно різних механізми поведінки заклиненого барабана. При довгій консолі ($l_\beta > 0,7$) максимальні напруження в обичайці виникають над лобовиною, яка зазнає незначний вигин на відміну від обичайки. При безрозмірній відстані від намотуваного каната до лобовини $l_\beta > 2,7$, згинальні напруження над лобовиною сягають свого максимуму і виходять на асимптотичне значення.

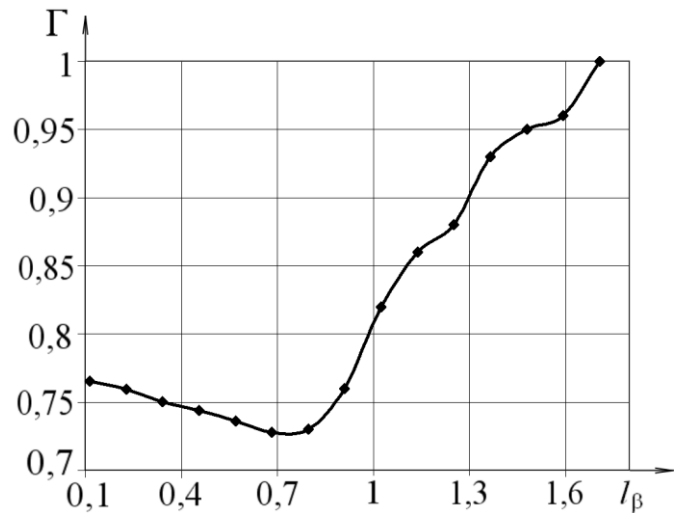


Рис. 8. Залежність максимальних напружень в оболонці від приведеної довжини консольної частини

2. Дослідження впливу шпангоутів на напруження в оболонці. Встановлено, що в конструкції без шпангоутів по відношенню до базової максимальні напруження нижче на 20%. При цьому похибка визначення максимальної інтенсивності напружень за інженерною методикою у порівнянні з МКЕ не перевищує 14%. Погіршення НДС барабана зі шпангоутами відбувається внаслідок підвищення згинальних напружень у місцях їх установа.

3. Дослідження впливу радіальної жорсткості лобовини на максимальну інтенсивність напружень. Для спільності уведено безрозмірний параметр $Z = \lambda/V$ – приведена жорсткість лобовини.

У результаті обчислювального експерименту отримана апроксимуюча функція:

$$\Gamma(Z) = 1 - e^{-\alpha_1 \cdot Z - \alpha_2}$$

У базовій конструкції заклиненої частини барабана ШПМ ЦР – 6×3,4/0,6 ($Z = 0,16$) напруження вище граничнодопустимих. При зниженні радіальної жо-

рсткості на 50% напруження в обичайці зменшуються на 12,6% і стають нижчі за граничнодопустимі (рис. 9).

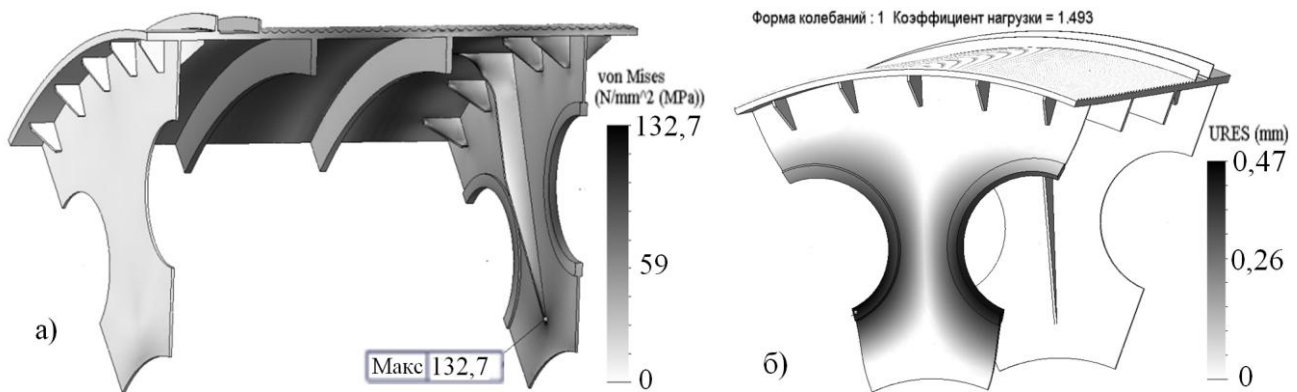


Рис. 9. Аналіз НДС модернізованого барабана за напруженнями (а) і стійкістю (б).

В результаті зменшення у два рази товщини лобовини, зміни конструкції ребер і посилення лобовини кільцями отримана працездатна модернізована конструкція барабана, маса якої менша, ніж у базовій конструкції на 4661 кг.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій вирішена **актуальна наукова задача**, яка полягає в обґрунтуванні та розробці методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан ШПМ, який враховує вплив геометричних і жорсткісних характеристик підкріпленої конструкції барабана і зміну його НДС під дією навитих витків та реалізований у вигляді обчислювального алгоритму – АРМа конструктора, що дозволив розробити інженерну методику розрахунку і проектування раціональних конструкцій барабанів ШПМ, з використанням якої доведено, що за осередненим напруженням у конструктивно-ортотропній оболонці можна вибрати розрахунковий випадок для подальшого уточненого розрахунку барабана шахтної піднімальної машини за методом МКЕ.

Основні наукові результати, висновки та рекомендації

1. Проектування сучасних конструкцій барабанів ШПМ являє собою складне технічне завдання, з яким постійно стикаються вітчизняні проектувальники. При невдалій установці підкріплень зварні барабани мають знижену довговічність порівняно з імпортними аналогами. Сучасним підходом у проектуванні є підхід, згідно з яким будується спрощена узагальнено-параметрична модель барабана ШПМ, проводиться її оптимізація, а потім оптимальному значенню узагальнених параметрів ставиться у відповідність конструктивна розробка. Для реалізації даного підходу необхідно розробити ефективний метод визначення розрахункових навантажень на барабан з урахуванням впливу геометричних і жорсткісних характеристик підкріпленої конструкції барабана і зміни його НДС під дією навитих витків.

2. Новизна науково-обґрунтованого методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні на циліндричний барабан і розмотуванні з нього каната полягає в тому, що процес намотування каната моделюється послідовним надіванням на барабан, а також зняттям з нього попередньо розтягнутих гладких пружних кілець з жорсткістю, еквівалентною поздовжній жорсткості каната, а циліндричний барабан представляється у вигляді підкріпленої осесиметричної конструктивно-ортотропної оболонки, параметри якої обчислюються на основі напівемпіричного підходу. Розрахунковий випадок для визначення НДС барабана вибирається з варіантів навантаження барабана, що відповідають різним положенням підйомних посудин у стволі.

3. Достовірність запропонованого методу базується на високому ступені близькості розрахункових значень його основного показника до тих значень, які отримані шляхом вимірювання в ході експерименту на лабораторній установці. Похибка у визначенні прогинів оболонки при послідовному намотуванні каната в порівнянні з фізичним експериментом не перевищує 9%.

4. Розроблений метод визначення розрахункових навантажень при намотуванні на циліндричний барабан і розмотуванні з нього каната реалізований у вигляді обчислювального алгоритму – АРМа конструктора. Метод дозволяє, використовуючи математичні моделі деформування підкріпленого барабана і намотування каната, розраховувати і проектувати раціональні конструкції циліндричних барабанів ШПМ на основі аналізу залежностей між узагальненими параметрами барабанів і напруженнями в конструктивно-ортотропній оболонці. Метод увійшов в інженерну методику розрахунку і конструювання циліндричних барабанів, яка затверджена проректором з наукової роботи Державного ВНЗ «НГУ» і узгоджена з головним інженером виробництва ГР і КПУ ПАТ «НКМЗ».

5. У результаті використання інженерної методики розрахунку і конструювання циліндричних барабанів показано, що в ШПМ з розрізним барабном напружено-деформований стан барабана істотно залежить від довжини консольної частини l поблизу площини розрізу барабана і коефіцієнта мінливості β , що являє собою корінь з відношення кільцевої жорсткості обичайки до згинальної. Тому оптимальним за критерієм досягнення мінімуму максимальних напружень є довжина консолі, яка відповідає умові $l_{\beta} = 0,7$. Наприклад, для машини ЦР – 6×3,4/0,6 застосування консолі оптимальної довжини призводить до зниження максимальних напружень на 35%.

6. Використання шпангоутів невиправдано, оскільки призводить до збільшення напружень в обичайці барабана внаслідок підвищення згинальних напружень у місцях їх установки, до того ж шпангоути не впливають на втрату стійкості барабана.

7. Наведена максимальна інтенсивність напружень експоненціально залежить від наведеної радіальної жорсткості лобовини, при цьому для заклиненої частини барабана ЦР – 6×3,4/0,6 у разі, якщо радіальна жорсткість лобовини становить більш ніж 0,6 радіальної жорсткості обичайки, напруження залишаються постійними, досягаючи свого асимптотичного значення, при зменшенні

цієї жорсткості напруження експоненціально знижуються, наприклад, при відносній жорсткості 0,2 вони складають 90% від максимальних.

8. Пониження радіальної жорсткості лобовини знижує напруження в обичайці, що досягається шляхом зменшення її товщини, але при цьому виникає додаткова концентрація напружень у ребрі та локальна втрата стійкості лобовини в отворах між ребрами. Зміна форми ребра і введення додаткових підкріплених кілець навколо отвору дозволяє створити працездатну конструкцію лобовини зі зменшеними напруженнями в заклиненій частині барабана.

9. Методичні рекомендації впроваджені в проектні роботи ПАТ «НКМЗ» при розробці нових конструкцій ШПМ (акт впровадження науково-дослідних робіт затверджений головним інженером виробництва ГР і КПУ ПАТ «НКМЗ» 12.04.2013 р.).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Рутковский М.А. Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки / М.А. Рутковский, К.С. Заболотный // Математичне моделювання. – Днепропетровськ: ДДТУ, 2012. – №2 (27). – С. 71–73.

2. Рутковский М.А. Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Вестник Харьков. нац. автомобильно-дорожного университета. – Х. : ХНАДУ, 2012. – № 57. – С. 239 – 243.

3. Рутковский М.А. Полуэмпирический метод построения обобщенной параметрической модели обечайки барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Науковий вісник НГУ. – Д.: НГУ, 2012. – № 4. – С. 88 – 93.

4. Рутковский М.А. Определение изгибной и кольцевой жесткостей профилированной обечайки барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Сборник научных трудов ДонГТУ. – Алчевск : ДонГТУ, 2012. – № 36.– С. 116 – 125.

5. Рутковский М.А. Обоснование применения осесимметричной модели для расчета цилиндрических барабанов со спиральной канавкой / М.А. Рутковский // Сборник научных трудов ДонГТУ. – Алчевск : ДонГТУ, 2012. – № 37.– С. 110 – 116.

6. Рутковский М.А. Метод расчета радиальной нагрузки при намотке и размотке канатов на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Электронный сборник научных трудов : Научный вестник Донбасской государственной машиностроительной академии. – Краматорск : ДГМА, 2012. — Режим доступа к журн.: <http://itp.dn.ua/razdel-2/2012-12-10-07-39-39.html>.

7. Рутковский М.А. Разработка математической модели намотки каната на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Электронный сборник научных трудов: Научный вестник

Московского государственного горного университета. – М : МГГУ, 2013. – № 3(36). – С. 49 – 59. – Режим доступа к журн.: <http://vestnik.msmu.ru/archive/index36.html>.

8. Рутковский М.А. Разработка механической модели барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Вісник СумДУ. Серія "Технічні науки". – Суми : СумДУ, 2012. – № 4. – С. 133 – 141.

9. Рутковский М.А. Построение обобщенной параметрической модели обечайки барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, М.А. Рутковский // Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг : КрНУ, 2012. – № 32. – С. 180 – 183.

10. Рутковский М.А. Обобщенная параметрическая модель обечайки барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали X міжнар. наук.-техн. конф., 5 – 8 черв. 2012 р.: тези доп. – Краматорськ : ДДМА, 2012. – С. 88.

11. Рутковский М.А. Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Нові досягнення в галузі проектування і експлуатації підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., 19 – 21 верес. 2012 р. [присвяч. 60-річчю мех. ф-ту : тези доп.] – Х. : ХНАДУ, 2012. – С. 239 – 243.

12. Рутковский М.А. Разработка физической модели барабана шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Форум гірників – 2012: матеріали міжнар. конф., 3 – 6 жовт. 2012 р.: тези доп. – Д.: НГУ, 2012. – Т. 4 : Проблеми та перспективи вдосконалення гірничого обладнання. – 2012. – С. 186 – 195.

13. Рутковский М.А. Разработка метода определения канатных нагрузок на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Современные информационные технологии, средства автоматизации и электропривод: материалы всеукр. науч.-техн. конф., 10 – 14 дек. 2012 г.: тез. докл. – Краматорск : ДГМА, 2012. – Режим доступа к журн. : <http://itp.dn.ua/razdel-2/2012-12-10-07-39-39.html>

Особистий внесок здобувача в роботи, опубліковані в співавторстві:

[1] – побудована фізична модель барабана шахтної піднімальної машини і результати її аналізу; [2] – розроблена модель конструктивно-ортотропної оболонки; [3] – розроблена математична модель обичайки барабана шахтної піднімальної машини; [6] – розроблена математична модель намотування канатів на барабан і розмотування; [9] – розроблена скінченно-елементна модель елемента обичайки; [11] – проведена обробка результатів чисельного експерименту над скінченно-елементною моделлю елемента обичайки; [12] – розроблена скінченно-елементна модель лобовини; [13] – розроблено алгоритм визначення матриці податливості.

АНОТАЦІЯ

Рутковський М.О. Обґрунтування і розробка методу визначення розрахункових навантажень барабану шахтної піднімальної машини. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», Дніпропетровськ, 2013.

Викладено методика наукових досліджень, спрямованих на створення методу визначення канатних навантажень барабана шахтної піднімальної машини, в якому враховано вплив геометричних і характеристик жорсткості конструкції барабана на зміну канатного навантаження.

Розроблено алгоритми застосування методу для завдань практичного проектування. Математичні моделі деформацій обичайки і намотування витків канату використовуються в інженерній методиці.

Розроблені методичні рекомендації щодо визначення розрахункових канатних навантажень циліндричних барабанів шахтних піднімальних машин використовуються в проектних роботах із створення нових барабанів шахтних піднімальних машин.

Ключові слова: метод визначення розрахункових навантажень, барабан шахтної піднімальної машини, фізична модель барабана, намотування і розмотування, конструктивно-ортотропна оболонка, згинальна і кільцева жорсткості.

АННОТАЦИЯ

Рутковский М.А. Обоснование и разработка метода определения расчетных нагрузок барабана шахтной подъемной машины. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, 2013.

Изложена методика научных исследований, направленных на создание метода определения расчетных нагрузок барабана шахтной подъемной машины, в котором учтено влияние геометрических и жесткостных характеристик конструкции барабана на изменение канатной нагрузки. Показано, что пренебрежение этими факторами может занижать или завышать расчетное значение канатной нагрузки до 30 % и напряжений в 2 раза, т.е. станет причиной разрушения элементов либо излишнего запаса прочности барабана подъемной машины.

Разработан метод определения расчетных нагрузок при намотке на цилиндрический барабан и размотке с него каната. Метод состоит в том, что процесс намотки каната моделируется последовательным надеванием на барабан, а также снятием с него предварительно растянутых гладких упругих колец с жесткостью, эквивалентной продольной жесткости каната, а цилиндрический барабан представляется в виде подкрепленной осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочки.

Доказано, что в ходе моделирования напряженно-деформированного состояния обечайки барабана относительные погрешности при замене спиральной канавки последовательностью кольцевых не превышают 6% по максимальным перемещениям и 10% по максимальной интенсивности напряжений. Получено выражение для изгибной жесткости обечайки барабана шахтной подъемной машины в виде произведения осредненной жесткости и коэффициента редуцирования. Показано, что расчетный случай для последующего уточненного расчета барабана можно выбрать по осредненным напряжениям в подкрепленной осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочке.

Метод определения определения нагрузок включает в себя ряд компонентов по определению изгибной и кольцевой жесткостей оболочки, аппроксимирующих полиномов коэффициента редуцирования и жесткостей лобовины, нагрузок и деформаций витков каната. Полезность метода заключается в сокращении трудоемкости выбора расчетного случая на основании исследования напряженно-деформированное состояние оболочки.

Доказана адекватность указанного метода экспериментальным данным. Погрешность определения прогиба по сравнению с физическим экспериментом не превышает 9 % при доверительной вероятности 95 %.

Разработаны алгоритмы применения метода для задач практического проектирования. Математические модели намотки каната и деформаций обечайки используются в инженерной методике.

Установлено, что для разрезных барабанов шахтных подъемных машин при длинных консолях максимальные напряжения в обечайке возникают над лобовиной, а при коротких – между лобовинами. Найдено оптимальное значение относительной длины консольной части барабана. Получена зависимость относительной максимальной интенсивности напряжений в обечайке барабана от радиальной жесткости лобовины в виде экспоненты.

Показано, что применение шпангоутов увеличивают напряжения в обечайке барабана и не влияет на его устойчивость.

Доказано, что понижение радиальной жесткости лобовины снижает напряжения в обечайке, что достигается путем уменьшения ее толщины. Изменение формы ребра и введение дополнительных подкрепляющих колец вокруг отверстия позволяет создать работоспособную конструкцию лобовины, уменьшающую напряжения в заклиненной части барабана.

Разработанные методические рекомендации по определению расчетных канатных нагрузок цилиндрических барабанов шахтных подъемных машин используются в проектных работах по созданию новых барабанов шахтных подъемных машин ПАО «НКМЗ».

Ключевые слова: метод определения канатной нагрузки, барабан шахтной подъемной машины, физическая модель барабана, намотка и размотка, конструктивно-ортотропная оболочка, изгибная и кольцевая жесткости.

ABSTRACT

Rutkovskiy M.A. Rationale and development of the method for determining the design loads of drum winders hoist. - Manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.05.06 - mining machines. Dnepropetrovsk university "National Mining University", Dni-propetrovsk, 2013.

The methodology of scientific research aimed at creating of the method definition cable drum load mine winders, which reflected the influence of geometrical and stiffness characteristics construction drum to change the cable load. The algorithms of the method for problems of practical design are developed. Mathematical models of deformation shell and winding turns of the rope used in engineering technique.

Developed and implemented in the design of the development of new drums mine winders guidelines for determining the calculation of cable loads cylindrical drums mine winders.

Key-words: method of determining the cable load, mine hoist drum machine, physical model of the drum, winding and unwinding, structural orthotropic shell and ring bending stiffness.

РУТКОВСЬКИЙ МАКСИМ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

**ОБҐРУНТУВАННЯ І РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ
РОЗРАХУНКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ БАРАБАНА ШАХТНОЇ
ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ**

(Автореферат)

Підпис. до друку 12.09.2013. Формат 60×90/16.

Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 0,9.

Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 пр. Зам. №

Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.