

Форма № ДН-8.06.02

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДВНЗ «ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Кафедра прикладної механіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

«_____» _____ 20____.

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

«Удосконалення систем гальмування машин головного підйому»

Виконав студент 2 курсу, групи ГМК_м-22,

напряму підготовки (спеціальності) 133 – «Галузеве машинобудування». Гірничі машини та комплекси _____

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Беліков П.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник професор кафедри ПМ, д.т.н., професор Гого В.Б. _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензенти _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

*Засвідчую, що у цій дипломній роботі
немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.*

Студент _____

(підпис)

Луцьк – 2023

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Кафедра прикладної механіки

Освітньо-кваліфікаційний рівень - магістр

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування». Гірничі машини та комплекси

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

«____» _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТА****Бєліков Павло Васильович***(прізвище, ім'я, по батькові)***1. Тема: «Удосконалення систем гальмування машин головного підйому»**Керівник роботи Гого Володимир Бейлович, д.т.н., професор*(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)*

Затверджено наказом від «____» _____ 20__ року, № _____

2. Строк подання студентом роботи _____**3. Вихідні дані до роботи** матеріали звітів з практики; механічні, енергетичні, гірничі та технічні показники шахти; загальна характеристика системи головного канатного підйому шахти, системи гальмування машини головного підйому; дані стосовно діючих сил тертя і нагріву при гальмуванні.**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)** технологічні показники головного канатного підйому вугільної шахти: загальна характеристика підйому вантажу вертикальним стволом; механічні та теплові енергетичні процеси, що супроводжують гальмування підйомної машини; дослідження впливу температури нагріву на механіку гальмування.**5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)** 1- схеми головного канатного підйому шахти та підйомних машин, 2 схеми динаміки руху вантажу та технологічні процеси гальмування, 3 – схеми систем гальмування підйомних машин канатного головного підйому, 4 - схеми дії автоматизованого гальмування канатного підйому ; 6 – таблиці технічних показників головних підйомних машин в умовах вугільної шахти.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Данні щодо головного шахтного підйому (ГШП)	01.09. – 15.09.2023	
2	Механізація та рівень автоматизації Гшп	06.09. – 25.09.2023	
3	Технологічна частина ГШП	26.09. – 10.10.2023	
4	Виробничі потужності ГШП	11.09. – 15.09.2023	
5	Комплекс ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ шахти	16.09. – 25.09.2023	
6	Енергетичне забезпечення ГШП	26.09. – 1.10.2023	
7	Аналіз енергетичного забезпечення ПІДЙОМУ	01.10. – 10.01.2023	
5	Потужність СИСТЕМИ ГАЛЬМУВАННЯ	11.10. – 12.10.2023	
6	Автоматизації системи гшп	13.10. – 15.10.2023	
7	Загальна схема ГАЛЬМАВАННЯ гшп	16.10. – 20.10.2023	
8	Структурні елементи системи гальмування	21.10. – 22.10..2023	
9	Складові компоненти СИСТЕМИ гальмування підйомної машини – барабани, диски, колодки	23.10. – 25.01.2023	
10	Заходи з безпеки праці на головному шахтному підйомі та врахування нагріву від гальмування	26.10. – 27.10. 2023	
11	Вплив тепла на механізм гальмування	28.10. – 29.10.2023	
12	Оформлення роботи та підготовка до захисту	01.11. – 10.11. 2023	

Студент-дипломник _____ П.В. БЄЛІКОВ

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Керівник _____ В.Б. Гого

(підпис)

(ініціали, прізвище)

АНОТАЦІЯ

БЄЛІКОВ П.В. Удосконалення систем гальмування машин головного підйому/ Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». Гірничі машини та комплекси. / ДВНЗ «ДонНТУ», Луцьк, 2023.

Актуальність випускної кваліфікаційної роботи магістра полягає у тому, що для розвитку вугільної галузі України треба суттєва її модернізація. А для цього мають бути автоматизовані та механізовані основні технологічні роботи, що вимагає розвитку галузевого машинобудування, а саме - гірничого, де важливим є головний підйом як комплекс підйомних машин, шахтного стовбура та іншого. Мета роботи – визначити умови та складові удосконалення систем гальмування машин головного підйому на основі врахування впливів теплоти від тертя при гальмуванні підйомної машини, особливо під час аварійної зупинки, для відповідної модернізації механізмів гальмування, що підвищить безпеку виробництва.

Результати вивчення впливу теплоти на механізм гальмування підйомної машини є основою модернізації гальмівної системи та її елементів, а в подальшому, комп'ютерної автоматизації процесу гальмування, особливо аварійної зупинки, що створює умови для підвищення безпеки головного підйому шахти.

Практична значимість дипломної роботи за означеною темою полягає у тому, що на основі вивчення закономірностей впливу тепла на механіку гальмування, стає можливим врахування зниження ефективності дії механічних компонентів гальм – барабанів, дисків, колодок тощо, а це дозволяє модернізувати існуючу систему гальмування підйомної машини для підвищення її надійності.

Ключові слова: ШАХТА, ГОЛОВНА ПІДЙОМНА МАШИНА, СИСТЕМА ГАЛЬМУВАННЯ, ТЕРТЯ, ВПЛИВ ТЕПЛОТИ НА ГАЛЬМУВАННЯ.

ANNOTATION

BELIKOV P.V. Improvement of braking systems of main lift machines/ Graduation qualification work for obtaining the Master's degree in specialty 133 - "Industrial mechanical engineering". Mining machines and complexes./ DonNTU State Technical University, Luts'k, 2023.

The relevance of the master's thesis is that the development of the coal industry in Ukraine requires significant modernization. And for this, the main mining operations must be automated and mechanized, which requires the development of branch engineering, namely mining, where the main hoist is important as a complex of hoisting machines, mine shaft and others.

The purpose of the work is to determine the conditions and components of the improvement of the braking systems of the main lifting machines based on taking into account the effects of heat from friction when breaking the lifting machine, especially during an emergency stop, for the appropriate modernization of the braking mechanisms, which will increase the safety of production.

The results of the study of the effect of heat on the braking mechanism of the lifting machine are the basis for the modernization of the braking system and its elements, and later, computer automation of the braking process, especially the emergency stop, which creates conditions for increasing the safety of the main lift of the mine.

The practical significance of the master's qualification work on the specified topic is that, based on the study of the laws of the influence of heat on the mechanics of braking, it becomes possible to take into account the decrease in the effectiveness of the mechanical components of the brakes - drums, discs, pads, etc., and this allows to modernize the existing system braking the lifting machine to increase its reliability.

Key words: MINE, MAIN LIFTING MACHINE, BRAKING SYSTEM, FRICTION, EFFECT OF HEAT ON BRAKING.

ЗМІСТ

ВСТУП. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ	8
1. АНАЛІЗ СИСТЕМ І КОМПЛЕКСІВ ОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ШАХТНОГО ПІДЙОМУ	13
1.1. Загальні характеристики машин головного шахного підйому.....	13
1.2. Системи гальмування, контролю і моніторингу роботи шахтної підйомної машини	23
1.3. Технології автоматичного керування та гальмування шахтних канатних підйомних машин	26
1.4 Аналіз механіки головного підйому шахти, системи та механізмів гальмування.....	33
1.5. Особливості розробки математичних моделей процесів гальмування підйомної машини.....	39
2. ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ГАЛЬМУВАННЯ МАШИН ШАХТНИХ ПІДЙОМІВ.....	43
2.1 Аналіз особливостей дії систем гальмування шахтних підйомників...	43
2.2. Контроль за гальмуванням підйомної машини та перевищенням швидкості руху кліті.....	46
2.3 Можливі несправності гальм підйомної машини.....	49
2.4. Конструкції, що підвищують ефективність гальмування шахтних підйомників при їх експлуатації.....	52
2.5. Інноваційні розробки гальмівних систем підйомних машин та необхідність застосування незалежного екстреного гальмування.....	55
2.6. Структура і конструкція динамічної системи гальмування підйомника.	58
3. УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ГАЛЬМУВАННЯ МАШИН ШАХТНОГО ПІДЙОМУ НА ОСНОВІ ВРАХУВАННЯ ТЕРМІЧНОГО ЕФЕКТУ ТЕРТЯ.....	66
3.1. Обґрунтування математичної моделі утворення тепла в гальмівній системі шахтного підйомника.....	66

3.2. Аналітична модель передачі теплоти в елементах підйомної машини від тертя при гальмуванні.....	75
3.3. Вплив теплової енергії від тертя гальмування на механічні процеси екстреної зупинки шахтного підйомника.....	91
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	95
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	99

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність дипломної роботи, яка є випускною кваліфікаційною працею для одержання магістерського рівня за спеціальністю «133 – Галузеве машинобудування» і означеною темою, зумовлена такими об'єктивними соціально-економічними та технічними обставинами.

Розвиток України в складний час випробувань на міцність незалежності держави, потребує модернізації вугільної промисловості, яка зосереджена в Донбасі. А для цього мають бути впроваджені новітні технології в гірничі роботи механізованими комплексами, що вимагає розвиток галузевого машинобудування, а саме - гірничого. Зрозуміло, що країна має всі природні можливості повністю забезпечити себе енергією і металами для створення сучасних гірничих машин і комплексів на основі власних розробок та машинобудівних заводів.

Таким чином, випускна кваліфікаційна робота на отримання ступеню «Магістра» з галузевого машинобудування, є важливою науково-технічною задачею, що спрямована на аналітичне обґрунтування доцільності модернізації систем керування і гальмування головних шахтних підйомних машин, їх роботи для підвищення ефективності вертикального підйому як енерговитратного транспорту, що важливо для рентабельності вугільної шахти. Отже, тема дипломної роботи та її виконання є актуальними у науковому, соціально-економічному та практичному аспектах.

Об'єкт дослідження – система керування головного шахтного підйому, її енергетичні складові з урахуванням впливу теплових ефектів тертя на механізми гальмування.

Предмет дослідження – вплив теплових ефектів від тертя на механічні характеристики елементів гальмування барабанних та дискових конструкцій.

Ідея роботи полягає у тому, що треба врахувати вплив теплоти від ефектів тертя в елементах гальм (колодках, барабанах, дисках), в аналітичному описі механіки процесів зупинки підйомної машини для подальшої технічної модернізації гальм, підвищення ефективності керування, аварійного гальмування та безпеки експлуатації головного підйому шахти.

Очевидно, що модернізація системи гальмування машини головного підйому шахти створює умови для підвищення безпеки транспортування шахтарів та вантажів з поверхні шахти на робочі горизонти і навпаки. Це дуже важливий технологічний процес підземного вуглевидобутку, від якого залежить охорона праці всіх робітників вугільного підприємства.

Мета дослідження – визначити умови та складові удосконалення систем гальмування машин головного підйому на основі врахування впливів теплоти від тертя при гальмуванні підйомної машини, особливо під час аварійної зупинки, для відповідної модернізації механізмів гальмування, що підвищить безпеку виробництва.

Для досягнення означеної мети шляхом реалізації викладеної ідеї виконано низку таких завдань.

1. Проведено науково-технічний аналіз інформації стосовно досліджуваного питання головних підйомів вітчизняних вугільних шахт та шахт світу, зокрема США, Канади, Китаю та інших.

2. Виявлено недоліки існуючих систем гальмування підйомів шахт з причин нагріву гальм та запропоновано шляхи їх усунення.

3. Проведено математичний опис процесів тертя при гальмуванні машини підйому та комп'ютерне моделювання впливу трансформації теплоти на механічні властивості елементів гальмувальних механізмів із залученням САПР SolidWorks.

4. Шляхом комп'ютерного моделювання визначено вплив тепла від екстреного гальмування на барабан гальмування, колодки і диски. Запропоновано шляхи їх модернізації.

Методи дослідження. В основу загальної методики дослідження в магістерській роботі прийнято системний підхід до аналізу реальних процесів головного вертикального канатного підйому та дії систем гальмування, їх математичного опису на основі законів механіки руху, трансформації механічної енергії тертя в теплову, а також комп'ютерного моделювання із залученням САПР SolidWorks та стандартних технологій обробки даних.

Новизна отриманих результатів

1. Виявлено суттєвий вплив теплових ефектів тертя при гальмуванні, особливо екстреному, на зниження механічних ефектів гальмівних матеріалів в залежності від конструкції галм та обґрунтована доцільність модернізації системи гальмування на основі застосування систем охолодження гальм (з контролем температури відповідними датчиками), що підвищує безпеку експлуатації шахтних підйомних машин.
2. На підставі комп'ютерного експериментального моделювання визначено межі робочих станів гальм різних конструкцій в залежності від зміни температури нагріву фрикційних матеріалів і складових гальм – колодок, барабанів, дисків, що необхідно враховувати в конструкції модернізованої системи гальмування машини головного підйому.

Новизну роботи розкривають такі твердження:

- визначено, що модернізація системи гальмування машини головного підйому шахти доцільна в напрямку підвищення ефективності охолодження елементів гальм, особливо барабанів та колодок гальмування.
- встановлено, що вплив тепла від тертя на систему гальмування на основі дисків і колодок на 30% менший, ніж для конструкцій типу «барабан-колодки» за однакових умов підйому вантажу, швидкості та умов транспортування і гальмування;
- запропоновано аналітичне та комп'ютерно-експериментальне врахування результатів впливу теплової енергії на механічні властивості гальм та визначення параметрів і властивостей фрикційних матеріалів, а також умов щодо підвищення ефективності екстреного гальмування підйомних машин.

Обґрунтованість і достовірність висновків та рекомендацій, отриманих в магістерській роботі, забезпечується використанням відомих методів математичного та комп'ютерного моделювання із залученням САПР SolidWorks, коректного застосування законів механіки і термодинаміки, достатнім обсягом експериментального інформаційного матеріалу, технологій обробки даних, що отримано в комп'ютерному інформаційному аналізі досліджуваних питань стосовно систем підйому та гальмування підйомних машин.

Практичне значення отриманих результатів полягає у тому, що на основі комп'ютерного експериментального дослідження отримано достовірні результати щодо закономірностей впливу теплової енергії від ефектів тертя гальм на ефективність дії механізмів гальмування. Отримані дані слід враховувати для визначення властивостей фрикційних матеріалів гальм і параметрів їх конструкцій, що дозволяє модернізувати існуючі системи гальмування машини головного канатного підйому шахт і отримати вагомий економічний і соціальний ефект для розвитку України, укріплення її незалежності та закономірного сучасного прогресу.

Особистий внесок автора в дослідження та написання дипломної роботи полягає в обґрунтуванні актуальності науково-технічної задачі з удосконалення системи гальмування машини головного підйому вугільної шахти на основі врахування теплового ефекту тертя, визначенню мети, постановці завдань дослідження, в розробці загальної методичної структури пошуку рішень, в аналізі інформаційних складових побудови математичних моделей досліджуваних процесів і комп'ютерного моделювання із залученням САПР SolidWorks, в формулюванні висновків та наукової новизни результатів.

Структура та обсяг роботи. Дипломна робота викладена на 101 сторінці і складається із вступу, 3 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел інформації із 41 найменування на 4 сторінках. Робота містить 53 рисунка. Загальний обсяг роботи 102 сторінки друкованого тексту, у тому числі 95 сторінок основного тексту.

Подяки. Автор вважає своїм обов'язком висловити щиру подяку співробітникам кафедри Прикладної механіки ДонНТУ, викладачам кафедр та адміністрації університету за організацію навчального процесу, що у важкий час сьогодення надало мені можливість виконати магістерську роботу.

Слова щирої вдячності надсилаються в адрес інженерного персоналу ПАТ «ШУ «Покровське» за технічні консультації, що були під час технологічної навчальної практики і збору матеріалів для підготовки дипломної роботи.

1. Аналіз систем і комплексів обладнання головного шахтного підйому

1.1. Загальні характеристики машин голоаного шахного підйому

Для дослідження питань стосовно підвищення ефективності систем гальмування машин шахтного підйому, насамперед зазначимо, що головний шахтний підйом (ГШП) – це самостійна транспортна система підземного родовища, що являє собою спеціальний комплекс обладнання для переміщення вантажів у вертикальних стовбурах шахт. Такий комплекс за принципом схожий із ліфтовими системами підйому, але транспортування у шахтних стовбурах має специфічне функціональне призначення.

Залежно від цільового використання ГШП служить для транспортування добутої сировини – вугілля, руди тощо або транспортування робітників шахти. Такі ліфти в гірничій справі називаються «канатним транспортом» – скіпами для вантажів та клітьми для шахтарів. Системи транспортування у стовбурах використовуються для транспортування вантажів із конструкції гірничих виробок шахти, гірничого обладнання, видобувних і прохідницьких агрегатів і комплексів. Існують системи транспортування основного та допоміжного стволів, які відрізняються за призначенням. Хоча шахтні транспортні системи нагадують ліфти, вони відрізняються залежно від розташування системи наземного транспорту до стовбурів і системи глухого транспортування підземного від стовбурів.

Існують значні відмінності між окремими транспортними системами, деякі з них є простими сталевими конструкціями, а інші зроблені з каменю та бетону.

Проаналізуємо стан головних підйомів шахт Європи. Вплив гірничої справи Європи на світову гірничодобувну промисловість значно знизився за останні роки. Якщо в 19 сторіччі на Європу припадало 62 відсотки світового видобутку вугілля і руди, то зараз цей показник становить лише 3 відсотки [1]. Таке різке зниження впливу можна пояснити різними факторами. З одного боку, глобалізація світової економіки, яка залучила до ринку інші країни, наприклад Китай, Індію, Австралію тощо, а з іншого боку, технологічна

революція, що спростила і автоматизувала, а отже, здешевила багато процесів у гірничій промисловості.

Нинішній дефіцит рідкоземельних елементів, спричинений, насамперед, нерегульованими ринками Китаю, який контролює 97 відсотків світового видобутку сировини, вимагає альтернативних ресурсів. Боротьба за доступ до цих ресурсів ставатиме все важчою через тривале зростання попиту, а це викличене неминучу модернізацію всіх технологій видобутку та переробки корисних копалин. Європа вже має намір більше покладатися на видобуток власних корисних копалин, ширше використовуючи власні вторинні ресурси тощо. У цій справі варто буде реанімувати закриті депозити в Німеччині, Франції тощо. Також потрібно буде розробити нові гірничодобувні проекти, щоб звільнитися від залежності від окремих країн, таких як Китай [1-3].

Українська та Європейська видобувна гірничо-промисловість має продовжувати розвиватися і в найближчі роки, створити нові технологічні автоматизовані робочі місця. Але для цього Україна та Європа має прийняти єдині стандарти екологічної чистоти видобутку вугілля та інших ресурсів. У цьому процесі розвиток вітрових і сонячних технологій не тільки значно покращує якість повітря, але й скорочує імпорт газу та час модернізацій.

Для України та Європи досягнення стратегічної енергетичної незалежності, особливо у видобувному секторі, має вирішальне значення. Це єдиний спосіб гарантувати, що екологічний перехід може бути дійсно реалізований. Водночас Україні та Європі важливо стати більш незалежними щодо критичної енергетичної та промислової сировини, особливо руд металів, нафти, вугілля тощо. Дефіцит поставок останнього часу, спричинений блокуванням, наприклад, сонячних модулів із Китаю, демонструє вразливість економіки Європи від сировини. Але й без екологічного видобутку рідкоземельних елементів, літію тощо, наприклад в Чилі, кобальту в Конго, зрозуміло що не буде акумуляторів для мобільної та комп'ютерної техніки, а також прогресу електромобілів.

Отже, гірничо-промисловість України силами її інженерів має удосконалюватися у всіх технологічних комплексах, у тому числі, головного

підйому шахт, особливо в канатних підйомних машинах, а також в напрямках підвищення надійності та керованості їх роботи.

Шахтні підйомні системи в Європі розробляються з кінця 19-го сторіччя. Шахтний підйомник з вертикальним стовбуром — це комплексна споруда, де машина для підйому використовується в транспорті обладнання, матеріалів, сировини та робітників як в шахту, так і з шахти (рис.1.1).



Рисунок 1.1. Фото споруди шахтного підйому з вертикальним стовбуром

Зазвичай шахтна машина для підйому складається з двигуна, коробки передач, гальмівної системи та барабана або шкива, на який намотується підйомний трос - канат. Підйомний канат з'єднаний з кліткою або скіпом, що використовуються для транспортування людей, матеріалів, видобутих корисних копалин.

Намотувач барабану управляється панеллю керування, яка дозволяє оператору контролювати швидкість і напрямок підйому, чи опускання. У деяких випадках підйомник також може бути оснащений системою зважування вантажу, що вимірює вагу кліті або скіпа.

Загалом шахтний підйомник є важливою частиною обладнання в гірничодобувній промисловості, оскільки він дозволяє ефективно сполучати найкоротшим шляхом поверхневий та підземний робочі простори шахти.

На рисунках 1.2-1.4 показані фото шахтної підйомної машини (наведені фото з вільних ресурсів Інтернет).



Рисунок 1.2. Фото шахтної підйомної машини



Рисунок 1.3. Фото багатоканатної підйомної машини



Рисунок 1.4. Фото підйомної багатоканатної машини із гідравлічними гальмами

(гальмові пристрої мають червоний колір)

Барабанний підйомник включає в себе трос, що тягнеться від барабану, через шків у верхній частині рами голови та вниз по валу до кліті або скіпа, як показано на рисунку 1.5, а на рисунку 1.6 надано фото барабану з канатом.

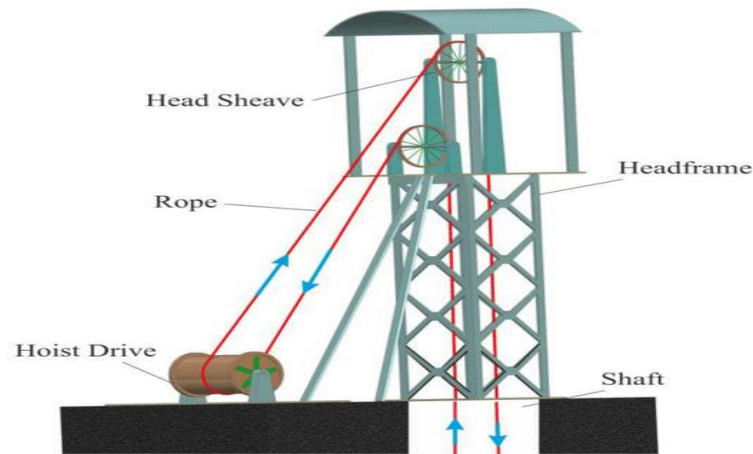


Рисунок 1.5. Схема канатного шахного підйомника



Рисунок 1.6. Фото барабану з канатом, що проходить від підйомної машини через шків копра до скіпа.

Проведемо аналіз наукових досліджень стосовно пошуку напрямів підвищення продуктивності та ефективності шахти завдяки покращенню роботи головного шахтного підйомника та його систем керування, зокрема системи гальмування.

На базовому рівні розуміння виробничої сутності підземних шахт підкреслимо, що технологічні процеси добування (викопування) корисних копалин із глибини землі та підйому їх на поверхню для подальшої переробки є складними та різними процесами. Зазначимо, що кожна підземна шахта являє

собою дуже складне сучасне підприємство з капітальними будовами та рухомими системами, які мають бути синхронізованими та бездоганно працювати, щоб забезпечити ефективність і конкурентну спроможність шахти.

Вертикальний стовбур шахти має канатний підйомник, що є критично важливою частиною для підземних процесів, де, нажаль, інколи виникають певні проблеми експлуатації. Збільшуючи виробництво на діючих шахтах, оператори підйому за наказами керівництва часто дивляться на підвищення потужності підйомника як на засіб можливого і простого «розширення» резерву системи без суттєвих її технічних доробок.

Таких прикладів у кожній видобувній країні багато, але показовим є приклад, коли шахта на заході Канади хотіла збільшити видобуток руди до 40 відсотків [5]. Визначивши, що підйомне обладнання не перешкоджатиме збільшенню потужності, інженери «Stantec» розглянули підйом шахти, щоб визначити, як він може бути більш ефективним. Ключова проблема полягала в тому, що жолоб, який завантажував скипи з рудою, міг заблокуватися через великий розмір кусків (підірваного матеріалу), а тому оператор шахти вирішив не піднімати руду, поки під землею є робочі, які б могли спостерігати за підйомом. Це означало також, що підйом сировини було відкладено під час взривних робіт, що займало до трьох годин на день. Також проблемою стала щільність відбитої руди. Оскільки куски руди були різного розміру, то скипи могли бути заповнені лише на 85 відсотків корисного навантаження, що зменшувало швидкість пропуску і продуктивність шахти. Визначивши можливості для підвищення ефективності, а потім покращивши синхронізацію операцій, фахівці змогли збільшити виробництво [5], не витрачаючи 10 мільйонів доларів на новий підйомник, чи 100 мільйонів доларів на модернізацію шахти.

Важливо зазначити, що коли проектується шахта та її підйомна установка, то першим визначається розмір скіпа, який потрібен, а потім вирішуються питання підйомного канату та барабану підйомної машини, що потрібна для транспортуванні цього скіпа. Модернізація шахти зберігає оригінальний дизайн

головного стовбуру, але коли будується нова підйомна машина, то шахта пройшла основне транспортне оновлення.

Сучасною поширеною проблемою шахт у світі є нездатність «живити головний підйомник» добутою сировиною, що може виникнути через брак ємності для завантаження скипів, або поганим узгодженням транспортних циклів під землею та поверхні шахт. Таким прикладом стала шахта в Садбері, Онтаріо, що мала 500-тонний рудопрохід, який живив підйомник шахти. Підйомник міг працювати зі швидкістю переміщення 200 тон руди на годину. Майже кілька годин бригаді наладчиків треба було працювати, щоб перевезти підйомник на роботу з іншим розміром кусків руди, що призводило до затримок зміни та обмеження виробництва у цій зоні. Інженери провели моделювання потоку руди, що дозволило розробити стратегію подолання обмежень системи підйому і транспортування руди, що дало значну економію. На рисунку 1. 7 наведено фото модернізованої підйомної машини [5].



Рисунок 1.7. Фото модернізованої підйомної машини

На старих підприємствах шахтні підйомні системи часто знаходяться в центрі уваги, коли планується підвищення продуктивності видобутку сировини. Прикладом стала шахта в Саскачевані, де компанія «Stantec» перепроєктувала підйомну установку, щоб шахта могла значно збільшити виробництво. Проблема полягала в тому, щоб існуючий вал і головна рама підйомної машини повинні були продовжувати працювати, поки будується нове обладнання.

Оскільки діючий фрикційний підйомник і головна рама були встановлені на башті копра, то це ставало проблемою для більших навантажень із збільшеними розмірами скипа з 30 до 45 тон. Шахта також не могла дозволити собі зупинитися для відновлення головної рами підйомника, тому інноваційна конструкція мала структуру А-образної рами, розташованої поверх існуючої рами підйомника. Тим часом весь новий підйомник був зібраний на поверхні шахти. В цьому проекті і роботі дуже важливо було максимально скоротити час введення в експлуатацію підйомника. Завдяки власному будівництву над існуючою головною рамою підйомника зупинка його на введення в експлуатацію зайняло лише 3 місяці замість року. Таке інноваційне рішення з модернізації підйому стало економічно ефективним для шахти (рис. 1.8).



Рисунок 1.8. Фото модернізованого підйому шахти (фото з відкритого джерела)

Шахти та гірничодобувні компанії як України, так і світу, останній час стикаються з головними проблемами сучасного видобувного виробництва, а саме стосовно: підвищення продуктивності, зниження енергоспоживання, підвищення безпеки, що є основними викликами новітньої економіки. Модернізація шахт, перш за все, передбачає залучення інновацій у шахтні підйомні механізми, в системи керування і гальмування, що є глобальною

переорганізацією шахт та рудників в багатьох країнах, у тому числі у всіх основних видобувних державах на всіх континентах світу.

Україна має унікальні позиції у виробництві та постачанні комплектних шахтних підйомників, як механічних, так і електричних своїми заводами гірничого машинобудування [1], що дозволяє оптимізувати комплексні рішення для конкретних умов вугільних і рудних шахт. У поєднанні з тісними відносинами з клієнтами українські машзаводи здійснили низку технологічних проривів для шахтних підйомних систем, включаючи впровадження гідравлічних дискових гальм, цифрових тиристорних перетворювачів, систем комп'ютерних автоматичних систем управління та моніторингу (рис.1.9).



Рисунок 1.9. Фото автоматизованої шахтної підйомної машини

Українські машзаводи [1] мають досвід виробництва передових шахтних підйомників і пропонують повний асортимент підйомників, включаючи одnobарабанні, двобарабанні та фрикційні підйомники для використання в якості допоміжних, скіпових або кліткових підйомників, а також для проходки технологічних стовбурів.

Основні характеристики шахтних підйомів такі:

- Механічне обладнання з високопродуктивними дисковими гальмами.

- Шахтне обладнання скіпами з вимірювальними приладами.
- Сучасні системи приводу машини із змінним чи постійним струмом.
- Комп'ютеризований розширений контроль і моніторинг підйому.

Залежно від конкретних потреб шахт обсяг постачання доповнюється автономним джерелом живлення, дистанційною діагностикою обладнання тощо, яке забезпечує повну надійність підйомної установки (рис.1.10 та 1.11).



Рисунок 1.10. Фото автоматизованої шахтної підйомної машини



Рисунок 1.11. Фото комп'ютеризованої системи керування підйому

За допомогою комп'ютеризованого «контрольованого уповільнення» діюча гальмівна сила контролює уповільнення в усіх робочих ситуаціях підйому-спуску (швидкість, навантаження тощо). Така система була

встановлена більш ніж на 250 підйомних установках і використовується як для барабанних, так і для фрикційних підйомників. Кероване гальмування працює двома способами:

- гальмування під час ненормальної роботи з пропорційним керуванням для плавної зупинки;
- гальмування при аварійній зупинці з контролем, що забезпечує постійне попередньо визначене сповільнення незалежно від умов гальмування

Система включає в себе резервне живлення від батареї для забезпечення правильної роботи під час збою живлення, а також моніторинг тахометрів, напруги живлення та гідравлічного тиску. У разі виходу з ладу батареї підйомник зупиниться з безпечною швидкістю сповільнення.

1.2. Системи гальмування, контролю і моніторингу роботи шахтної підйомної машини

Встановлення нової системи керування або модернізація існуючої шахтної підйомної машини призводить до підвищення безпеки транспорту у стовбурі шахти, продуктивності та надійності підйомної установки в керуванні і гальмуванні. Сучасна система управління шахтної підйомної машини дозволяє:

- зменшити час циклу підйому та збільшити продуктивність;
- покращити функціональність роботи оператора та системи гальмування;
- розширити діагностику для пошуку несправностей;
- запровадити можливість автоматизованого процесу підйому.

Покращення системи керування базуються на промисловій ІТ-системі, адаптованій до конкретних потреб шахти і вимог підйомних додатків. Автономний моніторинг підйомника (див. рис.1.11) – це комплексне рішення для забезпечення моніторингу всіх типів шахтних підйомників, яке забезпечує точний моніторинг усіх життєво важливих параметрів підйомника, таких як швидкість, прискорення, уповільнення та гальмування підйомних засобів.

Важливо зазначити, що шахтні підйомники оснащені надійними системами приводу, що здійснюють двигуни змінного чи постійного електричного

струму, які працюють безпосередньо, або через коробку передач, гнучку муфту тощо. Щоб мінімізувати прояви механічного напруження в канатах, в системі приводу спроектовані елементи так, щоб забезпечувати плавні зміни крутного моменту та швидкості двигуна електричного приводу підйомної машини.

Сучасні системи стабілізації забезпечують роботу установки без мерехтіння із здатністю споживання реактивної потужності при низьких перепадах напруги струму. Також приводні системи можуть працювати і в малопотужних мережах. Сучасні шахти видобувних компаній мають технологічні бази прямого контролю крутного моменту підйомної машини, що забезпечує швидке й точне керування крутним моментом, а отже плавність руху металевго канату.

Зазначене забезпечується за допомогою застосування новітніх запасних частин та компонентів гарантованої якості з короткими термінами монтажу в частинах підйомної машини та модернізацією діючих елементів систем керування, гальмування тощо.

Схема шахтного канатного підйомника та відповідного обладнання наведена на рис.1.12.

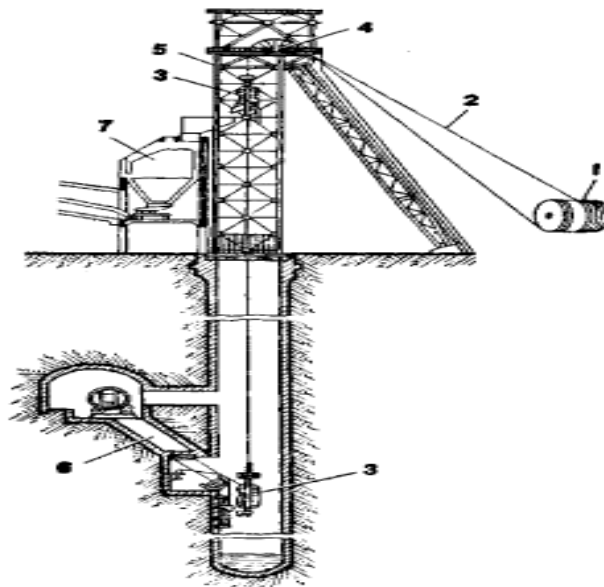


Рисунок 1.12 Схема шахтного підйомника: 1 – підйомна машина, 2 – трости підйомника, 3 – скіпи, 4 – шкиви, 5 – головна рама, 6 – завантажувальний жолоб, 7 – бункер.

Шахтний підйомник поєднує в одну транспортну систему підйомну машину, підйомні троси – металеві канати, ємності для корисних копалин, шкиви, головну раму, споруду копра, бункери тощо.

Підйомна машина (рис. 1.13) містить намотувальний барабан або приводний шків, гальмо, редуктори, електродвигун і пульт керування. Залежно від призначення розрізняють різні види шахтних підйомників.

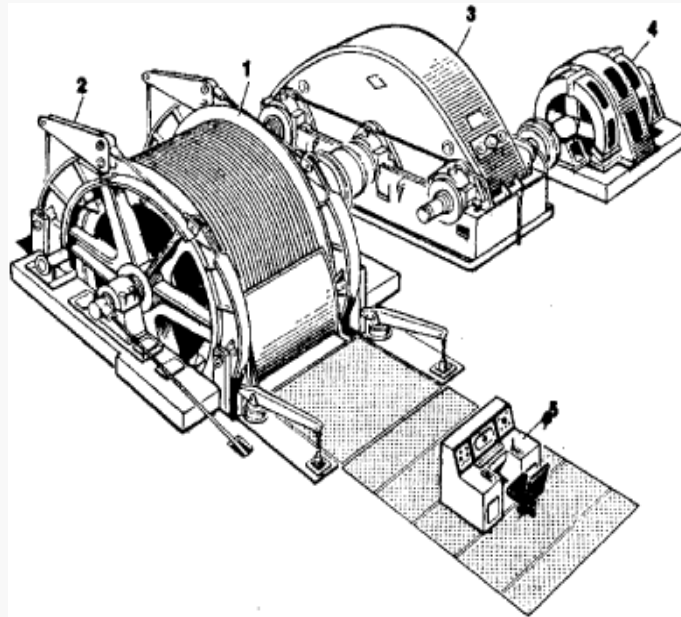


Рисунок 1.13. Схема підйомної машини з циліндричним барабаном: 1 – намотувальний барабан, 2 – гальмо, 3 – редуктори, 4 – електродвигун, 5 – пульт керування.

Відповідно до мети дослідження стосовно підвищення ефективності роботи систем гальмування проведемо більш детальний аналіз конструкцій та особливостей шахтних підйомників як специфічних потужних стаціонарних машин, що вертикально рухають технологічні вантажі. Корисні мінерали завантажуються в ємності за допомогою завантажувального лотка і вивантажуються в бункер.

Головні підйомники використовуються для підняття корисних мінералів і порід на поверхню. Допоміжні підйомники використовуються для підйому або опускання персоналу та різних вантажів на горизонтах шахти. Прохідні підйомники застосовують при проходці або поглибленні стовбурів. Оглядові

або аварійні підйомники використовуються для огляду шахт або підйому персоналу в надзвичайних ситуаціях.

Ємності, що використовуються в шахтних підйомниках, можуть бути клітками, скіпами тощо. Залежно від того, чи збалансовано вагу тросів підйомника, він може бути незбалансованим, статично збалансованим або динамічно збалансованим. Намотувальний барабан або ведучий шків може мати один радіус або великий і малий радіуси. Циліндричні барабани і шкиви мають один радіус. Підйомні машини застосовують приводні електродвигуни потужністю 5 тис. кВт і більше. Широко використовуються асинхронні двигуни змінного струму. Потужність таких двигунів становить 2 тис. кВт для скіпових підйомників та 1000 кВт для підйомних і опускаючих клітей. Двигуни постійного струму зазвичай використовуються в підйомниках великої вантажопідйомності. З інженерної та економічної точки зору максимальні швидкості руху канатів для підйому вантажів до 20 м/с, а для підйому робітників до 12 м/с. Зазначимо, що перспективними є багатоканатні фрикційні транспорти. Такі підйомні машини встановлюються на башті і використовуються для підйому двох скіпів або двох клітей, або підйому однієї ємності, збалансованої противагою. Зокрема, підйомники, що приводяться в рух багатоканатними фрикційними машинами, використовуються для обслуговування кількох горизонтів одночасно.

1.3. Технології автоматичного керування та гальмування шахтних канатних підйомних машин

Різні варіанти систем передачі руху у шахтних підйомниках здійснюють двигуни з відповідними редукторами (рис 1.14 - 1.17. Фото з ресурсів Інтернет).



Рисунок 1.14. Фото підйомної машини з одномоторним приводом редуктора

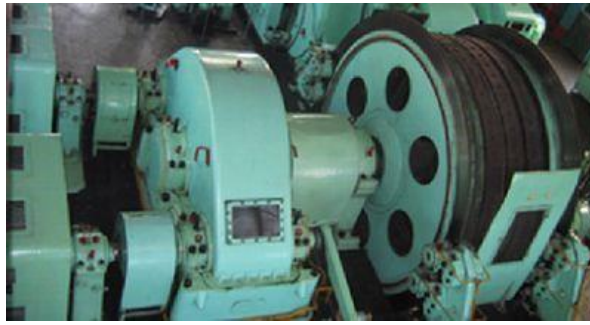


Рисунок 1.15. Фото підйомної машини з двумоторним приводом редуктора



Рисунок 1.16 Фото підйомної машини з одномоторним прямим приводом

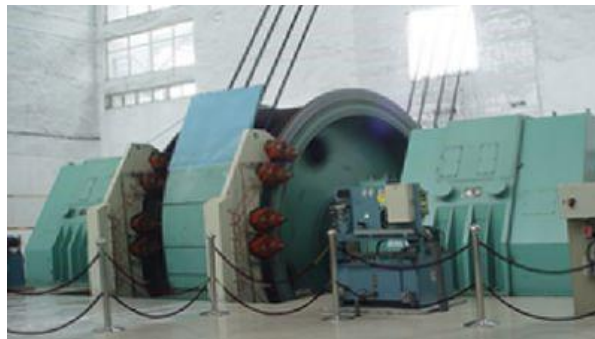


Рисунок 1.17. Фото підйомної машини з подвійним двигуном з прямим приводом

Виробнича потужність великомасштабних шахтних підйомників характеризують більше 200 установок діаметром понад 4,5 м, а більше 16 шахтних підйомників працюють на шахтах з глибиною підйому понад 1000 м, серед яких багатоканатний фрикційний шахтний підйомник діаметром 6,5 м.

Контроль гальмування шахтного підйому має бути заставою безпечної роботи шахтного підйомника, що має засоби попередження про загрозову аварійну зупинку, коли швидкість підйомника перевищує, передбачену

робочою програмою руху. Замість різкої аварійної зупинки це гальмування дозволяє підйомнику плавно зупинитися з контрольованою швидкістю уповільнення, що забезпечує таку ж плавність, як і під час нормальної роботи.

Регулятор уповільненої дії гальма не контролює підйомник, поки він нормально виконує програму. Він розміщується в управлінні гальмуванням за допомогою засобів попередження на контролері безпеки, коли швидкість підйомника перевищує потрібну швидкість руху, що вимагається програмами активації засобів попередження. Регулятор уповільнення плавно зупиняє підйомник із повністю контрольованою швидкістю руху скіпу.

Оскільки попереджувальний засіб гальмування активується на швидкості, дещо нижчій за швидкість, необхідну для повної аварійної зупинки, нерегульована аварійна зупинка трапляється рідко. На практиці регулятор уповільнення вводить інший рівень безпеки в гальмівну систему, рівень, який забезпечує плавну зупинку та резервує аварійну зупинку для попередження екстремальних умов.

Протягом багатьох років у шахтних підйомниках використовувався контролер безпеки для аварійної зупинки у випадку, якщо основні засоби керування не підтримували швидкість транспортування на рівні, визначеному робочою програмою. У разі ручного керування оператором ця програма відображала навички його професійні дії, а у випадку автоматичного керування реалізовувала заздалегідь визначений набір умов уповільнення, яких мають дотримуватися елементи керування.

Найбільш відомим і найбільш широко використовуваним у гірничодобувній промисловості контролером безпеки гальмування є контролер з механічним пристроєм. Такий контролер з механічним пристроєм приводить в дію налаштований на ініціювання гальмування весь процес аварійної зупинки підйомника, який досягає швидкості більшої за нормовану.

Отже, у випадку, якщо підйомник не може підтримувати задану програмну швидкість, контролер безпеки діє, щоб запобігти такому руху, ініціюючи аварійну зупинку. Контролер безпеки також містить засоби подачі сигналу

попередження про те, що швидкість підйомника перевищила програмну, але ще не досягла швидкості, на якій відбудеться сама аварійна зупинка.

У практиці дії шахтних підйомників на сьогоднішній день це попередження зазвичай означає, що лунає дзвінок та запалюється лампа, повідомляючи оператора про наближення аварійної зупинки, тим самим даючи йому можливість відновити нормальний контроль руху, якщо це можливо, або, принаймні, повідомити йому про аварійну зупинку.

Попереджувальний сигнал також корисний, коли оператор присутній, але з автоматичним керуванням руху. У багатьох сучасних шахтних підйомників такий сигнал практично допоміжний. Підйомник, що обладнаний автоматичним керуванням, збільшує швидкість, доки контролер безпеки не ініціює аварійну зупинку. Оскільки аварійні зупинки не є повністю контрольованими, тобто натиснуті гальма, вони, як правило, дуже різкі та грубі, тому їх слід уникати. Замість різкої зупинки контролер гальмування дозволяє підйому аварійно зупинитися з контрольованою швидкістю уповільнення, що забезпечує приблизно таку ж плавність, як і під час нормальної роботи. На практиці регулятор уповільнення вводить рівень безпеки в гальмівну систему, який забезпечує плавну зупинку та резервує аварійну зупинку для попередження і ліквідації екстремальних умов.

Барабанні намотувачі канату зазвичай мають два окремих конвеєра, один з яких виступає в якості противаги для іншого. Апарат для намотування канату також має два окремі барабани, з'єднані між собою за допомогою зчеплення, а канати, намотані на них протилежно так, що коли один барабан натягує канат, інший випускає канат. Оскільки один барабан повинен працювати самостійно, а інший гальмується з метою зміни робочого режиму, то для кожного передбачено гальмівний двигун. Щоб змінити режими руху, оператор використовує зчеплення, яке звільнює один барабан від приводу та утримує його нерухомо за допомогою гальма, тоді як він керує іншим барабаном за допомогою приводу та його гальма. Коли два барабани з'єднані разом, рух стає балансованим підйомом, а коли два барабани роз'єднані, операція буде лише

однорядним підйомом. Це застосовується як два рівні гальмування, один рівень для збалансованої роботи, а інший рівень для роботи по одній лінії.

Обладнання, що необхідне для роботи гальм одного барабана двобарабанної моталки, гальмується таким же чином за допомогою аналогічного обладнання. Обладнання включає в себе пневматичний двигун, механічно з'єднаний з гальмівним плечем, регулятор уповільнення і ручне керування. Силовий привід двигуна складається з двох пневматичних гальмівних циліндрів, пневматичного гальмівного циліндра, що утримується в піднятому положенні за допомогою іншого пневматичного циліндра. Рух поршнів вниз приводить в рух важеля, щоб застосувати гальма, а рух штанги вгору звільняє гальма. Саме гальмо складається з гальмівного барабана і пари гальмівних колодок, розташованих на протилежних сторонах барабана. Нижній кінець кожної колодки обертається на штифті, а верхні кінці черевики з'єднані з внутрішнім кінцем важеля.

Отже, коли башмак притискається до гальмівного барабана, то створюється гальмуюча сила для руху барабана. Обертання важеля змушує черевики відходити від барабана, відпускаючи гальма. Повітря під тиском у циліндрі під поршнем утримує вантаж; однак, якщо цей тиск втрачається через втрату тиску в двигуні, вага падає і гальмується. Це аварійний пристрій, який зупиняє підйомник і утримує його нерухомим, доки тиск повітря не відновиться або не буде вжито інших заходів для екстреного спрацьовування гальм.

Стиснене повітря подається в накопичувальний резервуар системи гальмування з відповідного джерела відносно високого тиску. Оскільки верхні сторони пневматичних поршнів знаходяться весь час у повному стані стисненого повітря, то обидва поршні постійно тиснуть. Сила, що штовхає поршні, діє в напрямку застосування гальм, тобто вона прагне рухати шток вниз і тим самим тиснути на барабан.

Верхні кінці двох циліндрів завжди заряджені для повного гальмування, завдяки їх прямому з'єднанню з резервуаром стисненого повітря. Управління гальмуванням здійснюється через контроль надходження повітря до поршнів.

Система також включає в себе контролер безпеки руху канату, тахометр, що приводиться в дію приводом, з'єднаним з регулятором уповільнення. Привід може бути обладнаний двигуном постійного струму та засобами керування автоматичного гальмування підйомника. У приводі постійного струму гальмування на високих швидкостях є електродинамічним, а на малих швидкостях стає механічним. Автоматичне керування гальмуванням, звичайно, є альтернативою ручному управлінню але може бути використаним як основним. Якщо гальмування здійснюється вручну, а не в автоматичному режимі, оператор намагатиметься маніпулювати елементом керування так, щоб транспортний засіб сповільнювався зі швидкістю, максимально наближеною до нормального профілю руху.

В загалі контролер безпеки, по суті, є механічним пристроєм, що приводиться в рух гальмівним двигуном. Він має кулачок, який слідує за транспортним засобом, а кулачок має пелюсток для кожного інтервалу сповільнення при гальмуванні. Контролер також має кульковий регулятор, який слідує за швидкістю приводу та взаємодіє з кулачковим механізмом для визначення профілю швидкості та відстані. Профіль такого руху має швидкість приблизно на 13 відсотків вище, ніж звичайний на початку уповільнення. Контролер, з'єднаний із гальмівним двигуном, щоб змусити його тиснути на гальма, якщо швидкість приводу підніметься до критичного профілю. Це буде аварійна зупинка, коли повітря раптово випускається з нижнього кінця одного або обох гальмівних циліндрів. Частіше усього аварійна зупинка буде ініційована роботою електричних контактів гальмування у контролері. Ці контакти знаходяться в електричному ланцюзі з електромагнітними випускними клапанами для гальмування.

Отже, керованим гальмуванням можна уникнути раптової зупинки руху скіпа, а саме екстрене гальмування утримується в резерві, як друга лінія екстреної зупинки. Таким засобом зазвичай є набір електричних контактів, відомих як контакти дзвінка, оскільки вони викликають дзвінок, сигналізуючи про аварійні умови руху канату. Автоматичне керування канатним підйомом

здійснюється приводом постійного струму, який використовується найчастіше, тому що двигун постійного струму має бажану характеристику швидкості та крутного моменту, а його швидкість легко регулюється як для руху, так і для гальмування. Для руху навантаження двигун діє як електродинамічне гальмо. Регулятор для керування швидкістю обертів двигуна має засоби для створення електричного опорного сигналу. Він також включає засоби для вимірювання швидкості приводу, генератор тахометра і засоби для поєднання цього сигналу з еталонним сигналом, який застосовується для керування приводом, щоб підтримувати швидкість двигуна до профілю. Ближче до кінця кожного уповільнення для зупинки регулятор передає керування гальмуванням електричному двигуну, а потім він застосовує механічні гальма для завершення зупинки та підтримання нерухомого стану.

Гальмівні двигуни підйомної машини розроблені для безвідмовної роботи в надзвичайних ситуаціях, таких, коли двигун виходить з ладу через втрату тиску повітря, а поршень циліндра більше не може витримувати вагу системи. Якщо електроенергія від основного джерела зникає, резервна батарея негайно бере на себе роботу та підтримує нормальну роботу гальмування для аварійної зупинки. У випадку, якщо електричні клапани вимикаються через несправність батареї, або основного джерела, то аварійний клапан з'єднує нижній кінець циліндра з лінією тиску і тим самим закриває подачу повітря. Такі дії вмикають гальма та зупиняють підйомник набагато різкіше, але така ситуація дуже малоймовірна.

Варто зазначити, що значною перевагою дворівневої зупинки та гальмування є те, що використовується звичайне обладнання, і, таким чином, система уникає складних і дорогих модернізацій гальм. Також має сенс зазначити важливе, а саме таке.

1. У шахтному підйомнику привід для гальмування, а також засоби для регулювання прискорення, уповільнення, нормальної роботи за програмами швидкості і відстані створюють автоматичне керування гальмами. Для забезпечення двох рівнів вирішення надзвичайної ситуації гальмування і

зупинки підйомника під час перевищення швидкості вся операція є повністю регульованою та ініційованою на всіх швидкостях підйомника за програмою. На першу зупинку заздалегідь визначається величина гальмування, а друга аварійна зупинка є нерегульованою та ініційованою швидкістю підйомника. Гальмівна система містить двигун для роботи зазначених гальм. Регулятор уповільнення керує двигуном, що здійснює регульовану зупинку.

2. Гальмівна система підйомника також має надійний гальмівний двигун, що може керуватися вручну відповідно до програми швидкості та відстані, що відповідає кваліфікації оператора підйомної машини.

1.4 Аналіз механіки головного підйому шахти, системи та механізмів гальмування

Для досягнення означеної мети дослідження стосовно удосконалення систем гальмування машин головного підйому шахт проведемо аналіз деяких аспектів механіки стосовно динамічних процесів, що виникають під час роботи установки, а також у випадках експлуатаційних гальмувань та аварійних режимів екстреної зупинки.

З'ясуємо сутність механіки динамічних процесів підйомної машини на основі математичної моделі її стану, що ґрунтується на положеннях та ідеях, які викладено в низці робіт, зокрема [12], в якій визначається таке.

1. Сталеві канати підйомних машини вважаються такими, що не обертаються. Приймаються до уваги лише їх поздовжні переміщення вздовж власних поздовжніх осей, у тому числі для похилих струн канатів. Різні за конструкцією канати розглядаються як одномірні однорідні об'єкти з розподіленою масою, що мають поздовжню жорсткість та дисипативні властивості щодо розвіювання внутрішніх енергетичних трансформацій.

2. Канати маю маси ланок врівноважування, що наведені до відповідних мас підйомних судин, що здійснюють одновимірний рух у напрямку осей приєднаних до головних канатів. Для систем підйому з машинами барабанного типу, які в більшості випадків експлуатуються без канатів врівноважування, це

не є спрощуванням, але є констатацією відомого з практики факту.

3. Намотувальний барабан підйомної машини, ротор двигуна приводу, шестерні, що обертаються, і колеса редуктора тощо розглядаються як єдина безструктурна обертова маса, яка створює всю масу підйомної машини.

4. Копровий шків кожної ланки також вважається як єдина безструктурна маса, що обертається та взаємодіє без прослизання з похилою струною і схилом відповідної ланки канату.

5. Передбачається, що моменти сил тертя у підшипникових вузлах шківів та барабана машини, а також сили тертя у направляючих пристроях судин відсутні. Облік ж неминуче «шкідливих» опорів, що мають місце, проводиться в рамках гіпотези внутрішнього тертя.

Зазначені спрощення певною мірою є умовними. При необхідності неважко, наприклад, відмовившись від першої гіпотези, врахувати крутильні коливання канатів, що призведе до дещо точніших виразів для силових факторів і, найголовніше, дасть змогу з більшою достовірністю визначати напружений стан окремих дротів канатів залежно від їх конструктивних особливостей. Принципова схема прийнятої механіко-математичної моделі шахтної підйомної моделі, що досліджується, зображена на рис. 1.18.

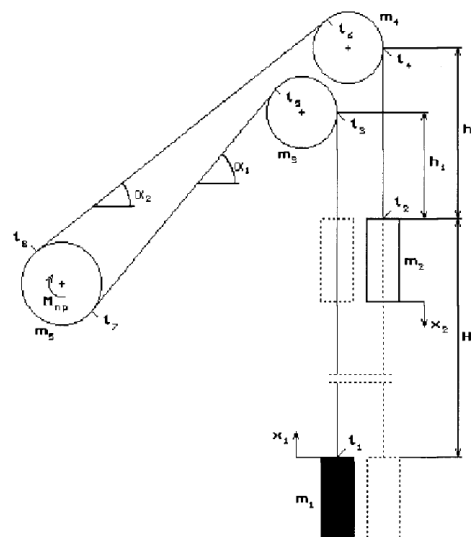


Рисунок 1.18. Схема моделі підйомної машини

Підкреслимо також, що можна відмовитися і від другої гіпотези і розглядати канат врівноважування як об'єкт із розподіленою масою. А якщо до того ж врахувати кручення каната, то цей «крок» значно наблизить математичну модель, що розглядається, до реальної системи, а це дозволить вивчати особливості стану канату в цілому і, зокрема, його петлі в різних перехідних динамічних положеннях.

Для означеної моделі підйомної машини стає можливим визначити максимальні моменти, що крутять, в деталях трансмісії і з більшою достовірністю виконати розрахунок, наприклад, головного валу машини на його міцність, довговічність, а також стає можливим визначення діючих сил для дії системи гальмування.

Приймаємо ще таку систему координат (s), що відзначає положення довільної точки головного каната, буде змінюватися від $s = l_1$ вгору по першому схилу до $s = l_3$, далі від $s = l_5$ вниз і вліво по першій струні до $s = l_7$ далі від $s = l_8$ вгору і вправо по другій струні до $s = l_6$, нарешті, від $s = l_4$ вниз по другому схилу до $s = l_2$. Отже, $s \in [l_1, l_2]$, і тоді

$$l_2 - l_1 + 2n_{TP}\pi R_6 = L, \quad (1.1)$$

де L є повна довжина у навішуванні двох головних канатів (n_{TP} – кількість витків тертя у реборд барабана, R радіус барабана), що залишається, природно, постійною при будь-якому положенні судин у стволі. У силу малості діаметрів шківів і барабана в порівнянні з довжинами схилів і струн головних канатів допустимо приймати $l_3 = l_5$, $l_4 = l_6$, $l_7 = l_8$.

А оскільки різниці

$$l_3 - l_1 = L_{O1}, \quad l_2 - l_4 = L_{O2} \quad (1.2)$$

є довжинами першого і другого схилів ланок головних канатів, що змінюються в часі, а різниці

$$l_7 - l_5 = L_{C1}, \quad l_6 - l_8 = L_{C2} \quad (1.3)$$

являють собою незмінні в часі довжини першої та другої струн, то має місце оцінка $L \approx L_{O1} + L_{O2} + L_{C1} + L_{C2}$. Різниці $l_3 - l_1$ і $l_2 - l_4$, що являють собою відповідно до (1.2) довжини схилів ланок канатів, алгебраїчно пов'язані між собою, так як

в силу рис. 1.1. $(l_3 - l_1) + (l_2 - l_4) = L_{O1} + L_{O2} = h_1 + h_2 + H$, де h_1 – найменша довжина першого схилу каната при положенні першої судини у розвантаженні, h_2 – найменша довжина другого схилу каната при положенні другої судини у розвантаженні, H – висота підйому вантажу.

Отже, довжини схилів L_{O1} і L_{O2} однозначно визначають так зване квазідинамічне положення судин у стволі (справжнє динамічне положення судин визначається їх координатами x_1 і x_2 , про що йдеться нижче). У зв'язку з цим можна ці довжини висловити за допомогою безрозмірної координати ξ :

$$\xi = \frac{h_1 + H - L_{O1}}{H} = \frac{L_{O2} - h_2}{H}. \quad (1.4)$$

Звідси видно, що у вихідному положенні судин, коли $L_{O1} = h_1 + H$ і $L_{O2} = h_2 + H$ (посудина, що піднімається, знаходиться внизу) координата $\xi = 0$, а в кінцевому положенні, коли $L_{O1} = h_1$ і $L_{O2} = h_2 + H$ (посудина, що піднімається, знаходиться вгорі) координата $\xi = 1$. Тоді область визначення безрозмірної координати ξ є закритий інтервал $[0, 1]$, і у зв'язку з цим за допомогою (1.4) та (1.2) запишемо

$$\frac{l_3 - l_1}{H} = \frac{L_{O1}}{H} = 1 + \xi_1 - \xi, \quad \frac{l_2 - l_4}{H} = \frac{L_{O2}}{H} = \xi_2 + \xi, \quad \xi_{1,2} = \frac{h_{1,2}}{H}. \quad (1.5)$$

Координату першої судини будемо відраховувати від його початкового положення в нижній частині ствола (у завантаженні) і відповідно координату другої судини x_2 від її початкового положення у верхній частині ствола (у розвантаженні), як це зображено на рис.1.18 Цими координатами визначається поточне динамічний стан судин у стволі.

Кутові переміщення елементів підйомної машини і шківів, що обертаються, приводяться до лінійних за допомогою співвідношень:

$$x_3 = \varphi_3 R_{III1}, \quad x_4 = \varphi_4 R_{III2}, \quad x_5 = \varphi_5 R_6, \quad (1.6)$$

де $\varphi_{3,4}, \varphi_5$ – кути повороту шківів і барабана, що відраховуються від деякого їх початкового положення, що в сукупності з лінійними переміщеннями x_1 і x_2

двох судин утворюють систему узагальнених координат дискретних тіл у механічній системі, що розглядається, відповідно до одновимірного руху з прийнятою робочою гіпотезою.

Маси судин m_1 і m_2 відповідно до прийнятої робочої гіпотези 2 і з підстановкою співвідношень (1.5) визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= m_c + m_{zp} + q_y [h_y + h_1 + H - (l_3 - l_1)] \\ m_2 &= m_c + m_{zp} (2 - n_c) / 2 + q_y [h_y + h_2 + H - (l_2 - l_4)] \end{aligned} \right\}, \quad (1.7)$$

де m_c – маса порожньої посудини, m_{zp} маса корисного вантажу (передбачається, що перша посудина – вантажена), n_c – кількість судин в даній установці ($n=1$ для одного скіпу або однієї кліті, і $n=2$ для двох), q_y і h_y – відповідно лінійна маса і найменша довжина схилу канату, що врівноважує. За відсутності в системі канату врівноважування достатньо скласти (1.7) при умові $q_y=0$.

Маси шківів (m_3 і m_4) і машини (m_5) за допомогою відповідних моментів інерції і мас приєднаних відрізків канатів, що обгинають шківів і барабан, визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} m_3 &= [q_r (l_5 - l_3) R_{III1}^2 + J_3] / R_6^2, m_4 = [q_r (l_4 - l_6) R_{III2}^2 + J_4] / R_6^2 \\ m_5 &= q_r (l_8 - l_7) + J_5 / R_6^2 \end{aligned} \right\}, \quad (1.8)$$

де q_r – сумарна лінійна маса головних канатів, R_{III1} і R_{III2} відповідно радіуси першого та другого шківів.

Сумарну масу підйомної установки, що включає дискретні маси m_k ($k=1, 2, \dots$), що обчислюються за формулами (1.7) і (1.8), і включає загальну розподілену масу схилів і струн канатів, назовемо приведеної до кола навивки канатів масою рухомих елементів підйомної установки або просто сумарною масою, яку за допомогою співвідношень (1.1) та (1.2) визначимо за формулою:

$$m_\Sigma = q_r (L_{C1} + L_{C2} + L_{O1} + L_{O2}) + \sum_{k=1}^5 m_k.$$

Рух тіл за схемою відповідно до рис. 1.1, підпорядкований дії зовнішніх сил різної природи. Насамперед, на підйомні судини, що рухаються у

вертикальному стволі, діють сили їхньої ваги, що відповідно до визначення системи (1.7) можна записати:

$$P_1 = -m_1 g, \quad P_2 = m_2 g, \quad (1.9)$$

де g – прискорення вільного падіння; m_1 та m_2 – маси підйомних судин.

Означені сили відповідно до визначення (1.7) є змінними величинами, якщо $q_y \neq 0$, і не залежать від положення судин у стволі, якщо $q_y = 0$.

Відповідно до гіпотези щодо зовнішніх сил, які діють на копрові шківів, маємо значення тотожні нулю. Тоді, для (1.9) запишемо:

$$P_3 = 0, \quad P_4 = 0. \quad (1.10)$$

На вал барабану підйомної машини у звичайних робочих режимах руху діє рушійний момент електроприводу:

$$M_{np} = i_{ред} M_{\mathcal{E}},$$

де $i_{ред}$ – передатне відношення редуктора, а в режимах робочого та запобіжного гальмування він піддається дії гальмівного моменту M_T , причому ці два моменти не тільки не можуть діяти одночасно, але і між моментом відключення електроприводу $t_{O\mathcal{E}}$ моментом початку гальмування t_{HT} є інтервал часу, званим часом холостого ходу t_{xx} , протягом якого барабан виявляється фактично вільним від зовнішніх сил.

Тому символічно прийmemo:

$$P_5 = \begin{cases} i_{ред} M_{\mathcal{E}} / R_{\mathcal{E}} & \text{при } 0 \leq t < t_{O\mathcal{E}}, \\ 0 & \text{при } t_{O\mathcal{E}} \leq t < t_{HT}, \\ -M_T / R_{\mathcal{E}} & \text{при } t_{HT} \leq t, \end{cases} \quad (1.11)$$

При цьому передбачається, що до моменту часу $t_{O\mathcal{E}}$ система загалом перебуває у стані квазістатичної рівноваги.

Гальмівний момент M_T вважається змінним у часі та підпорядковується відомому співвідношенню (1.4). Що ж до електрорушійного моменту $M_{\mathcal{E}}$ (1.11), то його необхідно розглядати як певний функціонал, який визначається диференціальними рівняннями відповідно для приводу змінного і постійного струму.

Прийнята символіка повною мірою може ставитися і до систем

багатоканатного підйому з розташуванням підйомної машини в баштовому копрі, динамічний стан яких можна формально описати, якщо покласти $m=m_1=0$ (за відсутності відхиляючих шківів). Багатоканатна установка з наземним розташуванням машини відповідає умові $q_y \neq 0$.

1.5. Особливості розробки математичних моделей процесів гальмування підйомної машини

Спочатку проаналізуємо спрощену модель динаміки та гальмування підйомної машини, в якій головні канати вважаються такими, що не мають інерційності, але мають пружність.

Для цього зображено вище на рис. 1.18 схему механічної моделі підйомної установки представимо схемою моделі динаміки заміщення, що показано на рис. 1.19, і в якій реальні пружні масивні канати замінені без інерційними зв'язками з коефіцієнтами жорсткості C_1 і C_2 , що символізують відповідно перший та другий схил головних канатів, а зв'язки з коефіцієнтами жорсткості C_3 та C_4 - першу та другу похилу струну.

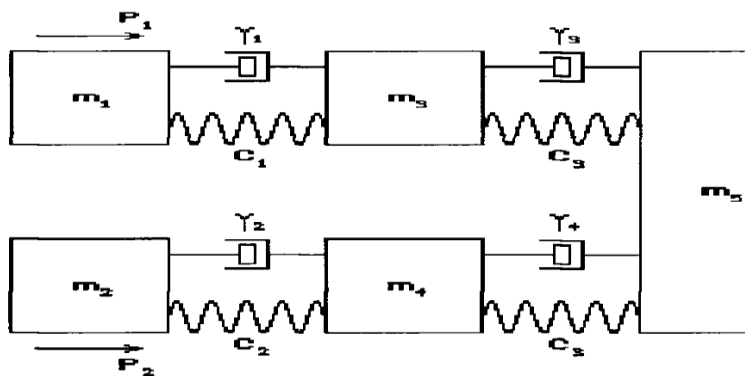


Рис. 1.19. Схема моделі динаміки заміщення підйомної машини

Зазначимо, що, по-перше, за схемою динаміки заміщення дія справедлива лише в тому випадку, коли верхній кінець канату є нерухомий, а, по-друге,

куди діти третину маси канатів, що залишилася. Це питання важливе тому, що при будь-якому спрощенні баланс мас повинен зберігатися.

Для компромісного виходу в моделі за такої ситуації пропонуються постійні маси похилих струн канатів, що приєднати до барабанів машини, а змінні маси схилів канатів порівну приєднати до відповідних мас судин та копрових шківів.

Зрозуміло, що такий крок прийнято на етапі опису спрощеної моделі і зовсім не пов'язаний із описом реальної системи. Надалі облік розподілених мас канатів приймається, так би мовити, «автоматично» і не потребує будь-яких додаткових гіпотез. Завдяки цій обставині, співвідношення (1.7) і (1.8) для дискретних мас системи не зазнають змін.

Динамічний стан моделі заміщеної схеми установки описується наступною системою рівнянь у матричній формі:

$$I\ddot{X} + J\dot{X} + KX = P, \quad (1.12)$$

де I , J , K – відповідно квадратні симетричні матриці дискретних мас у прийнятих позначеннях (1.7), (1.8), коефіцієнтів, що враховують тертя в рамках гіпотези внутрішнього тертя, коефіцієнтів жорсткості пружних зв'язків між дискретними елементами системи має місце в такому вигляді:

$$I = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{pmatrix}; \quad J = \begin{pmatrix} \gamma_1^1 & 0 & -\gamma_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2^1 & 0 & -\gamma_2^2 & 0 \\ -\gamma_1^2 & 0 & \gamma_1^1 + \gamma_3^1 & 0 & -\gamma_3^2 \\ 0 & -\gamma_2^2 & 0 & \gamma_2^1 + \gamma_4^1 & -\gamma_4^2 \\ 0 & 0 & -\gamma_3^2 & -\gamma_4^2 & \gamma_3^1 + \gamma_4^1 \end{pmatrix},$$

$$K = \begin{pmatrix} C_1^1 & 0 & -C_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & C_2^1 & 0 & -C_2^2 & 0 \\ -C_1^2 & 0 & C_1^1 + C_3^1 & 0 & -C_3^2 \\ 0 & -C_2^2 & 0 & C_2^1 + C_4^1 & -C_4^2 \\ 0 & 0 & -C_3^2 & -C_4^2 & C_3^1 + C_4^1 \end{pmatrix}; \quad X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{pmatrix}; \quad P = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \end{pmatrix} \quad (1.14)$$

причому X , P – матриці-стовпці переміщень дискретних тіл і зовнішніх сил.

У позначеннях (1.13) та (1.14) верхні індекси параметрів не є показниками ступеня. Зазначимо, що, стосовно схеми заміщення в матриці K , структурно

зазначеної першим із співвідношень (1.14), як і в матриці у другому з позначень (1.13), мають виконуватись такі рівності:

$$C_k^1 = C_k^2 = C_k, \gamma_k^1 = \gamma_k^2 = \gamma_k \quad (k=1, 2, 3, 4), \quad (1.15)$$

причому

$$C_1=A/L_{O1}, C_2=A/L_{O2}, C_3=A/L_{C1}, C_4=A/L_{C2}, \quad (1.16)$$

де A – агрегатна поздовжня жорсткість канатів.

У матрицях K і J доцільно робити різницю між параметрами y_k^1 і y_k^2 , а також між C_k^1 і C_k^2 , хоча формально для спрощеної моделі суворо мають місце рівності (1.15).

Поряд із матричним рівнянням (1.12) розглянемо без урахування дисипативних членів однорідну систему такого виду:

$$I\ddot{X}+KX=0, \quad (1.17)$$

якій задовольняє матриця-стовпець типу:

$$X = \Phi \exp(i\omega t), \quad (1.18)$$

де i – уявна одиниця, а ω – деяке число, яке є власним для рівняння (1.17), або це кожна з власних частот аналізованої механічної системи.

Постійна матриця-стовпець Φ (1.18) є власною формою, якщо Φ належить якомусь своєму числу. Власні числа і форми визначаються наступним чином. Підставимо (1.18) у (1.17) та отримаємо таке:

$$(K - \omega^2 I)\Phi = 0, \quad (1.19)$$

а так як матриця-стовпець Φ не може бути тотожно рівною нулю, то для отримання нетривіальних рішень необхідно і достатньо, щоб було рівняння:

$$(K - \omega^2 I) = 0. \quad (1.20)$$

Співвідношення (1.20), є характеристичним рівнянням, і у розкритому вигляді являє собою відносно рівняння п'ятого ступеня, яке при симетричних матрицях I і K має п'ять дійсних коренів ω_j^2 ($j=0, 1, \dots, 4$), і цим п'яти числам наводяться в алгебраїчну відповідність п'ять власних форм Φ_j ($= 0, 1, \dots, 4$),

причому кожна матриця-стовпець Φ_j , у свою чергу складається з п'яти компонентів Φ_{j1} , Φ_{j2} , Φ_{j3} , Φ_{j4} , Φ_{j5} за кількістю дискретних мас у аналізованій системі. У такій математичній моделі з фізичної точки зору ці числа є амплітудними значеннями переміщень мас на відповідній частоті. Для отримання симетричних результатів доцільно мати в даному випадку саме п'ятий рядок у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} c\Phi_{j1} &= C_1^2 C_3^2 \left[(C_2^1 - m_2 \omega_j^2)(C_2^1 + C_4^1 - m_4 \omega_j^2) - C_2^2 C_2^2 \right] \\ c\Phi_{j2} &= C_2^2 C_4^2 \left[(C_1^1 - m_1 \omega_j^2)(C_1^1 + C_3^1 - m_3 \omega_j^2) - C_1^2 C_1^2 \right] \\ c\Phi_{j3} &= (C_1^1 - m_1 \omega_j^2) C_3^2 \left[(C_2^1 - m_2 \omega_j^2)(C_2^1 + C_4^1 - m_4 \omega_j^2) - C_2^2 C_2^2 \right] \\ c\Phi_{j4} &= (C_2^1 - m_2 \omega_j^2) C_4^2 \left[(C_1^1 - m_1 \omega_j^2)(C_1^1 + C_3^1 - m_3 \omega_j^2) - C_1^2 C_1^2 \right] \\ c\Phi_{j5} &= \left[(C_2^1 + C_4^1 - m_4 \omega_j^2)(C_2^1 - m_2 \omega_j^2) - C_2^2 C_2^2 \right] \times \\ &\quad \times \left[(C_1^1 - m_1 \omega_j^2)(C_1^1 + C_3^1 - m_3 \omega_j^2) - C_1^2 C_1^2 \right] \end{aligned} \right\}, \quad (1.21)$$

де $j=0, 1, \dots, 4$, а число c і є згаданим довільним (масштабним) постійним множником, який зручно прийняти таким, щоб в цілому Φ_j форми були безрозмірними. Наприклад, з використанням співвідношень (1.16) можна прийняти $c = C_1 C_2 C_3 C_4$.

У визначеннях (1.21) характеристичне рівняння (1.20) має сенс записати в такій неявній формі:

$$-\Phi_{j3} C_3^2 - \Phi_{j4} C_4^2 + \Phi_{j5} (C_3^1 + C_4^1 - m_5 \omega_j^2) = 0. \quad (1.22)$$

Отже, власні форми матриці Φ_j , якщо їх розглядати як вектори в п'яти вимірному просторі, є «взаємно ортогональними» тому, що співвідношення (1.19) для двох різних власних чисел ω_1 і ω_2 має такий вигляд:

$$(K - \omega_j^2 I) \Phi_j = 0, \quad (K - \omega_k^2 I) \Phi_k = 0.$$

Означені п'ять складових, кожне з яких задовольняє рівнянню (1.19), з точністю до довільного постійного множника є додатками до елементів п'ятого рядка у визначнику, складеному з компонентів матриці $K - \omega_j^2 I$, коли номер рядка не має значення.

Таким чином, математична модель механіки підйому та визначення сил та гальмівних моментів дозволяє досліджувати процеси підйому у часі, що підпорядковується відомим співвідношенням динамики. Діючи сили гальмування має сенс досліджувати як певний функціонал, що визначається диференціальними рівняннями відповідно до моменту електричного приводу.

2. ЗАХОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ГАЛЬМУВАННЯ МАШИН ШАХТНИХ ПІДЙОМІВ

2.1 Аналіз особливостей дії систем гальмування шахтних підйомників

У вітчизняній і зарубіжній практиці відомі аварії, що сталися на головних шахтних підйомниках як на вугільних, так і рудних шахтах. Ретельне розслідування цих аварій виявило певні недоліки у конструкціях систем керування та аварійного гальмування машин головного підйому. Проведемо аналітичне дослідження стосовно шахтних підйомників та питань щодо особливостей систем керування і гальмування, які є критичними для шахти. Аварії підйомників, що сталися, мають бути основою для технічних змін і модернізацій проблемних місць і, впершу чергу, систем гальмування. Зрозуміло, що мають бути переглянуті питання проектування систем керування і гальмування машин головного підйому шахт.

Насамперед, зазначимо, що основне призначення систем гальмування і аварійної захисної зупинки в комплексі керування шахтним підйомником полягає в тому, щоб знеструмити первинний двигун, що приводить у дію підйомний канат, і одночасно надійно встановити гальма підйомника. Такі заходи мають бути проведені якомога швидше. Зрозуміло, що механічна інерція системи обмежує швидкість уповільнення підйомника, але це також має бути враховано в його конструкційних особливостях.

Звісно, що система гальмування та запобіжної зупинки шахтного підйомника складається з ряду електричних схем контактів запобіжного

пристрою, з'єднаних в електричне коло, щоб підтримувати керуюче реле під напругою. Це реле має утримувати головний силовий контактор двигуна підйомника замкнутим, і, таким чином, постачати живлення до приводів його гальм. Якщо означене реле знеструмлено, то живлення буде знято з первинного двигуна, і соленоїди керування гальмами також будуть знеструмлені. Гальмівні соленоїди сконструйовані таким чином, щоб їх знеструмлення вмикало гальмо, і якщо гальма правильно відрегульовані, то підйомник зупиниться. Якість і номенклатура цього реле залежить від виробника, а також всієї електричної системи керування процесом гальмування, особливо екстреного.

Схема безпечного гальмування або аварійної зупинки шахтного підйомника містить низку функціонально відкритих контактів, з'єднаних послідовно з керуючим реле. Такі нормально відкриті контакти представляють різні елементи, які ініціюють аварійну зупинку підйомника, коли вони вказують на несправність. Виявлені несправності такого масштабу важливі тому, що якщо підйомник не зупинити негайно, то це може призвести до серйозних пошкоджень обладнання і травм робітників. За інструкцією існує дев'ять зон, які захищені схемою аварійної зупинки шахтного підйомника.

Проаналізуємо низку цих різноманітних технічних несправностей в гальмуванні і з'ясуємо, чому вони мають бути відомі для типових пристроїв, які використовуються у заходах з виявлення несправностей та усунення, особливо для екстреного гальмування. На типових електричних схемах головного керуючого реле має бути інформація, де показано можливі несправності. Таку схему слід використовувати як довідник, щоб зрозуміти, яким чином підключені функції безпеки та аварійного гальмування шахтного підйомника.

В системі гальмування підйомної машини для захисту від можливого виходу з ладу будь-якого захисного пристрою, або можливого виникнення умов, які не виявляються захисними пристроями, має бути кнопка аварійної зупинки підйому, що розташована в ланцюзі захисної зупинки. Така кнопка,

зазвичай, червона. Вони розташована на видному місці підйомника, де може перебувати персонал і де ймовірні аварії або несправності. Деякі електрично з'єднаних кнопок можуть бути прямо або опосередковано підключені до схеми захисної зупинки – аварійної ситуації. Якщо червоні кнопки підключені безпосередньо, то нормально замкнуті контакти всіх кнопок аварійної зупинки з'єднані послідовно з ланцюгом безпечної зупинки.

Отже, натискання будь-якої червоної кнопки аварійної зупинки руху вимкне реле ланцюга захисної зупинки підйомника. Якщо підключення опосередковане, то нормально закриті кнопки аварійної зупинки включені послідовно з допоміжним реле, що живиться через нормально відкритий контакт від допоміжного реле. Нормально розімкнутий контакт цього допоміжного реле потім підключається послідовно з ланцюгом захисного відключення живлення двигуна підйомника. Активація будь-якої червоної кнопки аварійної зупинки має обов'язково призвести до знеструмлення допоміжного реле та знеструмлення всього підйомника.

На практиці дії головного шахтного підйому застосовують два типи контролю умов перевищення швидкості руху: 1) перевищення швидкості руху підйомника вгору та 2) перевищення швидкості нижнього ходу. Ці умови переміщення за швидкістю можна виявити в трьох різних місцях: у камері підйомника, у нижній частині спуску, або у верхній частині підйому. Пристрій, встановлюється у кабіні підйомника, зазвичай, використовується для виявлення умов підйому за перевищенням швидкості руху. Кулачковий або запрограмований кінцевий вимикач пристроя, який встановлено в корпусі підйомника та приводиться в дію від барабану, іноді використовується на індикаторі перевищення. Контакти від цього пристрою також використовуються в інших частинах управління шахтними підйомниками.

Іншим пристроєм, який використовується для індикації швидкості та положень переміщення, є механізований кінцевий вимикач, встановлений у верхній або нижній частині валу підйомного барабану. Цей перемикач активується або з підйомної кліті, або з противантажу, якщо використовуються

підйомники з противагою. Незалежно від того, де встановлено перемикач переміщення або який тип перемикача використовується, він електрично з'єднаний послідовно та розміщений у ланцюзі аварійної зупинки.

Особливим для систем керування і гальмування підйому є використання двох окремих типів підйомників та їх нижніх меж переміщень. Контролер з підйомником і нижніми межами використовується та встановлюється в кабіні підйомника, а також в сполучені з механічним кінцевим вимикачем, встановленим на валу.

Перевищення режимів ходу кліті може виникнути з кількох причин, найпоширенішою з яких є неправильне регулювання гальм підйомника. У разі виникнення таких обставин передбачаються засоби, які дозволяють вивести підйомник із стану не нормального переміщення. На практиці для цього використовуються байпасні перемикачі. Обхідний перемикач електрично замикає перемикач підйому, або нижній перемикач, щоб дозволити підйому вийти зі стану перевищення. Ця функція називається «відкат від переміщення». Таким пристроєм, що використовується для цього, є пружинний перемикач із пістолетною рукояткою. Це не тільки замикає перемикач підйому або нижнього ходу, але й дозволяє працювати підйомнику лише в напрямку підйому або вниз, залежно від того, в якому стані переміщення знаходився підйомник. Це необхідно для того, щоб утримати підйомник від руху далі в стані перевищення норм. Пристрій також дозволяє ручне керування підйомником. Якщо пристрій активований для автоматичної роботи підйомника, то перемикач також автоматично зупиняє підйомник. Оскільки він підпружинений, то дозволяє працювати підйомнику лише при умові ручного керування підйомником.

2.2 Контроль за гальмуванням підйомної машини та перевищенням швидкості руху кліті

Перевищення швидкості руху підйомника – кліті, чи вантажного скіпа, а отже й дії всієї підйомної машини, є серйозною обставиною, що може призвести до пошкодження обладнання і травмування робітників. Зазвичай для

головного підйому існує три типи умов перевищення швидкості руху кліті. Найбільш критичним є перевищення швидкості підйомника, яке налаштовано на його контрольовану зупинку, але кліть має перевищення заданої швидкості. Така обставина виявляється контролером руху, який нормально налаштований на запрограмоване переміщення кліті та виявлення перевищення її швидкості. Це означає, що якщо підйомник рухається швидше за проектну швидкість під час прискорення чи уповільнення у верхній, чи нижній частині, або під час роботи на своїй нормальній швидкості, то контролер руху миттєво визначає такий стан і аварійно зупиняє підйомник.

Іншим пристроєм, який також використовується в приводах шахтних підйомників, є пристрій перевищення швидкості електричного двигуна підйомної машини. Такий контролер встановлюється на мережі постійного струму живлення двигуна, або прикріплюється до двигуна, щоб захистити його від можливого руйнування при інциденті. Зазвичай контролером є відцентровий перемикач, який налаштований на спрацьовування на певній швидкості, але не для захисту робочої кліті підйомника, а лише для захисту двигуна від надмірної швидкості. Налаштування пристрою входить до конструкції двигуна і є вищим, ніж налаштування відключення контролера швидкості. Крім того, він не має програмування, тобто його налаштування на перевищення швидкості не змінюються залежно від умов ходу підйомника, а його контакти підключені до схеми зупинки при несправності.

Пристрій розроблено таким чином, що коли його активовано, то потрібно вручну налаштувати схему аварійної зупинки. Єдина перевага, яку цей пристрій має, полягає в тому, що він механічно з'єднаний із приводним валом двигуна машини підйому. Отже, малоімовірно, що такий пристрій механічно від'єднається від кабіни підйомника, за винятком обриву троса. Інші контролери, однак, з'єднані з підйомним барабаном через зубчасті редуктори і синхронізатори, які, нажаль, теж можуть вийти з ладу.

Проаналізуємо ще роботу пристрою для контролю швидкості руху кліті, яким є контролер, побудований як «двигун-генераторна установка», що

стежить за перевищенням швидкості руху підйомника. Такі контролери ставлять лише в підйомниках постійного струму, які використовують двигуни змінного струму та генератор постійного струму для перетворення фіксованої напруги змінного струму для керування шахтним підйомником. Призначенням цього пристрою є захист двигуна змінного струму та генератора постійного струму від перевищення швидкості руху кліті.

Перевищення швидкості на цій електродвигуно-генераторній установці може виникнути, якщо двигун постійного струму під'єднано до навантаження, наприклад, під час опускання важкого вантажу. Двигун фактично діє як генератор і постачає електроенергію на генератор, який діє як двигун. Генератор має тенденцію створювати перевищення швидкості двигуна змінного струму і може, якщо навантаження було досить великим, спричинити пошкодження двигуна змінного струму. Цей пристрій контролю перевищення швидкості зазвичай того ж типу, що й основний двигун. Відключення цього пристрою вказує на те, що опускається великий вантаж, або що існує серйозний дисбаланс у підйомнику з противагою.

Важливим для керування системою гальмування є визначення несправностей двигуна підйомника, які можна скласти в три фактори: перевантаження, втрата струму, спрацювання заземлення.

Звісно, що контур якоря двигуна постійного струму, має підключений до нього пристрій із синхронізованим струмом, величина якого забезпечує захист двигуна постійного струму та генератора постійного струму, якщо умова перевантаження по струму буде існувати протягом будь-якого періоду часу. Контакт від цього пристрою електрично з'єднаний послідовно з ланцюгом несправності та має зупинити рух кліті у аварійній ситуації. Перевантаження кліті також використовується у роботі двигунів змінного струму, що підключаються послідовно до двигунів підйому. Вони виконують ту саму функцію, коли використовуються двигуни постійного струму.

Приводи підйомників, що використовують двигуни постійного струму, зазвичай змінюють лише напругу якоря та окремо збуджують поле двигуна

постійного струму. Кожного разу, коли на арматуру двигуна з шунтовою обмоткою постійного струму подається живлення, на поле двигуна також має подаватись живлення, щоб не дати двигуну працювати надто швидко. Тому привод постійного струму повинен мати захист від втрати струму. Зазвичай це виконується за допомогою реле струму, яке встановлюється послідовно з полем двигуна постійного струму. Потім реле налаштовується на спрацьовування при певному значенні, а вимикання при нижчому значенні. Іноді використовуються два реле втрати струму. Це набагато кращий метод, оскільки реле втрати поля розміщуються з обох боків поля двигуна постійного струму.

Отже, будь-які утворення випадкових заземлень в двигуні або джерелі живлення постійного струму не вразять захист від втрати струму через резервування реле. Контакти цих реле підключаються послідовно до системи аварійної зупинки, а тому будь-яка втрата струму зупинить підйомник.

Останньою несправністю, пов'язаною з приводним двигуном шахтного підйомника, є заземлення в ланцюзі якоря двигуна. Проблема ця стосується лише двигунів постійного струму. Реле заземлення розміщено в ланцюзі якоря таким чином, щоб воно виявляло заземлення як у двигуні постійного струму, так і в генераторі. Коли виявляється опір заземлення нижче заданого значення, реле включається. Потім воно механічно замикається, що розмикає контакти послідовно з ланцюгом запобіжного вимкнення. Таким чином, після виявлення заземлення детектор заземлення необхідно нормалізувати вручну перед тим, як підйомник знову почне працювати.

2.3 Можливі несправності гальм підйомної машини

Звісно, що на механічні властивості дії гальм шахтної підйомної машини впливає тертя, що створює теплову енергію, яка знижує ефективність гальмування в наслідок зміни характеристик фрекційності матеріалів механізмів гальмування. На практиці кінцеві вимикачі контролюють дієвість гальм, кожен з яких відповідає за аварійну зупинку підйомника у випадках:

- 1) зносу гальм, що контролюється виміром товщини гальмівного матеріалу;

2) руйнації ланки з перемикачем, що контролює механічні зв'язки гальмівного механізму; 3) падіння гальмівних зусиль через нагрів і втрату тиску повітря в гальмівній пневматичній системі. До тогож, якщо гальмівні ваги починають падати, також відбувається аварійна зупинка підйомника.

Зазначене є лише часткою з найпоширеніших елементів, які перевіряються на пневматичних гальмівних системах, і вони більше стосуються пневматичних гальмівних систем, ніж гідравлічних або дискових гальмівних систем. Гідравлічні та дискові гальмівні системи мають додаткові механічні кінцеві вимикачі, які контролюють цілісність та дієвість елементів гальмування. Якщо джерело живлення двигунів підйомника знеструмлюється через внутрішню несправність, буде ініційовано аварійну зупинку підйомника. Це сталося б, якби джерело живлення було або електродвигуном, або статичним джерелом живлення. Виявлення втрати живлення здійснюється за допомогою нормально розімкнутого контакту, який контролює встановлену або статичну вхідну напругу джерела живлення. Потім цей контакт встановлюється послідовно з ланцюгом несправності. Необхідна аварійна зупинка підйомника. З цієї причини, оскільки нормальна зупинка підйомника неможлива, то через втрату здатності до регенерації має зупинитися рух кліті.

Зазвичай контролюються два випадки: 1) підйомний трос провислий та 2) транспортний засіб застряг. Слабкість або провисання канату зазвичай виявляється через отвір, де підйомні канати виходять із приміщення підйомника. Контролер підключається до нормально закритого кінцевого вимикача. Якщо підйомні троси «провиснуть», то контролер зафіксує це, а потім відкриється кінцевий вимикач, що з'єднаний послідовно з ланцюгом несправності, та проведе аварійну зупинку кліті.

Якщо підйомник заклинило, а привід підйомника все ще обертається, тоді трос підйомника буде зупинений або обертатиметься набагато повільніше, ніж привід підйомника. Виявлення цього стану здійснюється за допомогою фрикційного тахометра, що приводиться в дію від підйомних канатів. Потім цей сигнал тахометра порівнюється із сигналом тахометра приводу підйомника

за допомогою електронної схеми компаратора. Якщо два сигнали однакові, нічого не відбувається. Якщо один сигнал стає більшим за інший, активується реле виявлення і підйомник зупиняється. Цей контакт на реле виявлення нормально розімкнутий. Тому, якщо ланцюг знеструмлюється, реле активує аварійну зупинку кліті.

Основною проблемою, що стосується потужності гальмування для керування підйому, є моніторинг втрати або зниження електричної напруги в мережі живлення. Три області, де можуть виникати збої живлення керування, це живлення керування змінним струмом, живлення керування постійним струмом або живлення керування регулятором. Потужність керування змінним і постійним струмом зазвичай контролюється за допомогою нормально відкритого контакту на реле, котушка якого підключена до джерела змінного або постійного струму, що контролюється. Живлення постійного струму за своєю суттю контролюється головним реле в рядку несправностей, що подається від джерела постійного струму. Отже, втрата постійного струму призведе до знеструмлення цього реле та аварійної зупинки. Подача змінного струму також постійно контролюється, оскільки всі соленоїди, які керують гальмами підйомника, живляться від цього джерела. Будь-яка втрата живлення змінного струму призведе до спрацьовування гальм та аварійної зупинки.

Регулятор живлення зазвичай більш ретельно контролюється, ніж джерела змінного та постійного струму. Це пов'язано з тим, що незначне підвищення або зниження напруги призведе до виходу приводу з калібрування, що означатиме, що швидкість, напруга та струм можуть бути значно вищими або нижчими, ніж проектні характеристики. Отже, джерело живлення регулятора контролюється як на умови зниженої, так і на підвищену напругу. Крім того, іноді порівнюються дані регулятора швидкості та фактична швидкість підйомника. Якщо вони вийдуть з рівноваги, то підйомник аварійно зупиниться.

Відоми схеми, де критичні елементи керування гальмами механічно приводяться в рух від валу підйомного барабану. Вал барабану керує цими

пристроями через синхронізатор, що використовується для повторного калібрування положення пристроїв гальмування після циклу їх відключення. До цих пристроїв входять контролер та програмний кінцевий вимикач. Щоб переконатися, що пристрої підключені та нормально працюють, тахометр також приводиться в дію від синхронізатора. Вихідний сигнал тахометра порівнюється з тахометром швидкості двигуна приводу. Якщо вони не порівнюються, це означатиме, що виникла проблема в механічній системі приводу пристрою, яка фактично перешкоджає роботі контролера та програмного кінцевого вимикача. Якщо це відбувається, схема компаратора ініціює аварійну зупинку підйомника для відповідної корективки.

Зрозуміло, що зазначені пристрої контролю гальмування шахтної підйомної машини не охоплюють усіх захисних функцій, які можуть бути на в реальних умовах підйому. Це лише частина того, що проаналізовано з відомих джерел відповідної інформації, які викладені розробниками, виробниками та експлуатаційниками шахтних підйомних машин.

2.4. Конструкції, що підвищують ефективність гальмування шахтних підйомників при їх експлуатації

В конструкції шахтних підйомників в процесах їх експлуатацій на різних шахтах було внесено низку змін, щоб підвищити надійність систем гальмування та керування підйомом. Першою значною зміною було додавання резервного або допоміжного головного реле, щоб гарантувати, що гальма спрацьовують у разі виникнення несправності або стану аварійного «Стоп». Це реле розмикається незалежно, коли натискається кнопка «Стоп» в корпусі підйомника, чи спрацьовує перевищення швидкості двигуна, або відбувається відключення струму. Тоді головне допоміжне реле вимкне головне реле, контактор контуру та гальмівні соленоїди, що включить гальма. Електропровід для цього допоміжного реле має бути ізольованим від ланцюга головного реле, щоб гарантувати факт, що гальма спрацюють. При цьому контактор контуру відключається, навіть якщо проводка може бути пошкоджена.

В зазначеній конструкції гальм головне реле не може бути увімкнено, якщо головне допоміжне реле не є під напругою, а головне допоміжне реле не може спрацювати. Активація кнопки «Стоп» у камері підйомника також викидає повітря з гальмівних циліндрів, тим самим налаштовуючи гальма з гальмівними вагами. Права сторона гальмівних магнітних клапанів знеструмлена головним допоміжним реле, яке встановлює гальма незалежно від головного реле, яке знеструмило ліву сторону магнітних клапанів.

Така система гальмування є інноваційною, щоб запобігти виходу кабелю живлення гальм з корпусу підйомника в напрямку, протилежному тому, в якому контакти були встановлені послідовно з контактами «Вгору» або «Вниз». Означене дозволяє запобігти ненавмисному вмиканню головного реле, якщо реле фіксатора напрямку не змінило стан підйомної кліті.

Важливо також зазначити, що модернізації має підлягати й технічне обслуговування гальмівних систем та окремих елементів гальмувальних механізмів, що має бути запорукою у забезпеченні безпеки шахтного підйомника. Загалом гальмівна система підйомної машини, розроблена та встановлена виробником підйомника, і є надійною безпечною системою. Зрозуміло, що саме ця система має підтримуватися та технічно обслуговуватися належним чином, щоб вона дійсно була 100% небезпечною. Технічне обслуговування має складатися з періодичного тестування гальмівних функцій, як зазначено в інструкціях з експлуатації та відповідних документах. Технічні служби шахти мають тестувати всі функції аварійної зупинки підйомника, щоб визначити, як вони працюють, та чи мають відхилення від нормальних режимів.

Така технічна перевірка має проводитися систематично фахівцями, які кваліфіковано протестують гальмівну систему, її захисні пристрої та окремі функціональні елементи. В технічному відділі шахти мають зберігатися відповідні журнали з записами про тестування підйомної машини і всієї системи. Якщо виявлено, що критичні функції керування гальмівною системою працюють не нормально, то їх слід відремонтувати, перш ніж персоналу шахти буде дозволено використовувати підйомник.

Після ремонту на додаток до перевірки захисних характеристик підйомника мають бути проведені нові випробування ефективності дії гальм і всієї системи аварійного гальмування. Такі випробування мають обов'язково включати записи швидкості руху кліті, показники сили електричного струму та напруги мережі живлення підйомника для різних режимів експлуатації. Записи мають бути проведені також і під час тестової аварійної зупинки, коли підйомник перевозить важкі, нормальні та легкі навантаження. Особлива увага звертається на уповільнення руху кліті в екстреній зупинці, а також на цілісність механічної гальмівної системи під впливом нагріву від тертя. Записи тестів порівнюються, щоб визначити ефективність системи гальмування, та що далі треба робити.

Якщо необхідно внести зміни в підйомну систему, слід проконсультуватися з виробником підйомника або експертами в цій галузі. Ефективність та продуктивність системи керування підйомником може бути серйозно знижена заміною пристроїв в системі дії гальм підйомника.

Інше важливе правило, яке слід пам'ятати під час проведення випробувань, ремонту або модифікації підйомної системи, полягає в тому, що, якщо виникне необхідність усунути елементи безпеки, ці функції слід повторно сертифікувати після виконання випробувань, ремонту або модифікацій і до підйому. повертається в експлуатацію.

Конструкції систем гальмування і керування дуже важливі для безпеки шахтарів, праця яких обов'язково пов'язана з головним шахтним підйомом. Системи та їх складові повинні бути сконструйовані таким чином, щоб припинення живлення надійно зупиняло підйомник у стовбурі шахти. Крім того, ініціювання аварійної зупинки, нормальної зупинки або захисної зупинки не повинно залежати від увімкнення реле.. Критичні ланцюги, які виходять за межі захищеної зони підйомника, мають бути ізольовані, щоб коротке замикання або обрив кабелю їх живлення не порушило функцію безпеки в системі гальмування та управління підйомником.

Після того, як підйомна система шахти спроектована електрична схема її живлення має бути обов'язково проаналізована, щоб переконатися, що в ній

немає ланцюгів, які могли б порушити функції безпеки, або привести до аварії. Для цього треба звернути особливу увагу на причини аварійних зупинок, пам'ятаючи, що при кожній аварійній зупинці контакт контуру живлення двигуна підйомної машини розмикається. Це може стати критичним, якщо механічна гальмівна система не пошкоджена, але не зупинила підйомник. За цих умов може бути більш бажаним привести підйомник до контрольованої зупинки замість аварійної зупинки, бо треба добре знати, що коли створюється аварійна зупинка кліті, то виникає час, коли механічні гальма не встановлюються, а контактор розмикається. Протягом цього моменту підйомник не має діючої гальмівної системи як електричної, так і механічної, які підключені до нього, і виникає дуже висока ймовірність реальної аварії підйомника.

2.5. Інноваційні розробки гальмівних систем підйомних машин та необхідність застосування незалежного екстреного гальмування

При інтенсивній експлуатації шахтні підйомники зазнають певних складнощів та аварій, які, нажаль, призводять до травмування або загибелі шахтарів. Такі нещасні випадки виникають в підйомних системах, коли механічне барабанне гальмо відмовляє, а це спричиняє падінню противаги на дно шахти. Означена потенційна небезпека спонукала до розробки додаткової незалежної системи екстреного гальмування. В результаті було створено нове покоління систем екстреного гальмування, які і зараз застосовуються на шахтних підйомниках.

Проаналізуємо і приймемо як досвід роботи шахтних підйомників на рудниках США на підставі статистики аварій, правил підйому та екстреного гальмування, конструкцій динамічного гальмування, а також пневматичного канатного гальма, встановленого на тросі у вертикальному шахтному підйомнику [1].

По-перше, зазначимо, що у вугільних промисловостях України, Китаю, Канади та інших країн проведені заходи щодо зниження статистики аварій на

шахтних підйомах. Показовими є роботи у Сполучених Штатах, де у 2021р. було зайнято понад 100 тис. шахтарів, які видобули близько 100 мільйонів тонн вугілля на 280 вугільних шахтах, і де були застосовані вертикальні підйомники. Адміністрації цих вугільних шахт повідомили про 130 нещасні випадки на підйомах. Статистичні дані є типовими для останніх років і відображають показники безпеки з відносно невеликою кількістю травм і рідко смертельними випадками, пов'язаними з підйомними операціями. Однак було задокументовані дослідження аварій шахтних підйомних систем у напрямку руху вгору з потенційною можливістю загибелі шахтарів [4,5]. Ці аварії сталися на підйомниках, коли механічне барабанне гальмо відмовило в той час, коли електрика була вимкнена, а кліть була порожня. Таке призвело до того, що противага впала на дно шахти, а кліть врізалась у верхню конструкцію стовбура. На момент аварії в кліті не було людей і постраждалих не було. Цей напіваавтоматичний підйомник був викликаний на поверхню, але не почав рухатися після того, як відпустили гальма. Оператор підйомника помітив таку ненормальну поведінку та натиснув кнопку аварійної зупинки, яка від'єднала приводний двигун, що мало включити барабанне гальмо. Однак гальмо не спрацювало, і клітка почала прискорюватися в 3 рази більше, ніж звичайна швидкість, що призвело до тимчасового реверсу вентиляції в шахті впускного повітря. Оператор підйомника почав відкривати автоматичні вимикачі, щоб відключити живлення від керування підйомником, намагаючись зупинити підйомник. Підйомна клітка зіткнулася з головною рамою приблизно в той самий час, коли було розімкнено головний автоматичний вимикач, який зрештою включив гальма. Цей підйомник був введений в експлуатацію приблизно за 1 рік до аварії. Аварія обірвала чотири підвісні троси та пошкодила колесо шківів і верхню частину рами стовбура. Барабан підйомника також було вирвано з його кріплення і відірвано частину даху підйомника. Підйомник не експлуатувався 6 місяців на час проведення ремонтних робіт.

Показовою стала аварія у лютому 1987 року, коли кабіна автоматичного ліфта на Північному порталі шахти № 3 Warwick компанії Duquesne Light

Компану врізалася у головну раму на швидкості, що в 3 рази перевищувала звичайну. На момент аварії в ліфті не працювали гальмівні накладки, що вийшли з ладу. Вони були відірвані від гальмівного барабану. Регулятор швидкості не зміг встановити її запобіжник, що викликало аварію [5].

Певний час аварії в гірничодобувній США вважалися поодинокими випадками, але дослідження показали, що для 90% циклів підйому ліфту створювалась протизавага важчою за вантаж кліті [7]. Тому, якщо головне гальмо відмовляло, то існувала 90% вірогідність, що кліть прискориться і трапиться аварія.

У зв'язку з такими нещасними випадками було переглянуто правила та норми безпеки роботи шахтних підйомників. На шахтах Онтаріо в Канаді і в США стали створювати умови, щоб усі нові промислові ліфти були оснащені пристроєм для забезпечення захисту від перевищення швидкості підйому, а також захисту від неконтрольованого руху транспортного засобу.

Важливим стало те, що з 1 грудня 1991 року Бюро безпеки глибоких шахт штату Пенсільванія вимагало встановити пристрої захисту від перевищення швидкості кліті на всіх нових і існуючих підйомних системах. В результаті цих ініціатив було розроблено нове покоління гальмівних систем підйомних машин, які застосовуються до шахтних стовбурів. Основну увагу приділено підйомним системам, які оснащені кількома канатами.

Також додаткові системи екстреного гальмування були застосовані на шахтних елеваторах. Деякі з систем – це захист від протизаги на основі електричного динамічного гальмування та пневматична тросова гальмівна система (8),(9).

З цього приводу проведемо аналіз щодо застосування пасивного динамічного гальмування та гальмування канату на шахтних підйомниках.

Американські виробники канатних підйомників встановили системи пасивного динамічного гальмування на кількох установках вугільних шахт. Основним є динамічне гальмо, що встановлене на типовому підйомнику, де барабан призначений для намотування підйомного канату або тросу у декілька

шарів. Привід організований для статично керованого приводу одного двигуна постійного струму через редуктор. Управління напівавтоматичне за допомогою пульта управління.

Під час нормальної роботи підйомника потужність регенеративного гальмування приводного двигуна використовується для уповільнення підйомника до повзучої швидкості. Безпечні обмеження для прискорення та уповільнення були встановлені також для шахт з видобутку руд металів і неметалів. Максимальне нормальне прискорення або уповільнення не повинно перевищувати 3 м/с^2 . Динамічний гальмівний резистор має забезпечувати аварійний резервний захист у разі відмови механічної гальмівної системи. Як згадувалося раніше, двигун підйомника може діяти як генератор, щоб уповільнити підйомник до повзучої швидкості під час звичайної зупинки. Однак під час аварійної зупинки гальмівне зусилля двигуна не використовується, якщо динамічний гальмівний резистор не налаштовано належним чином.

2.6. Структура і конструкція динамічної системи гальмування підйомника

Існує багато конструкцій систем динамічного гальмування, які можна включити в управління шахтним підйомником. Конкретна динамічна гальмівна система забезпечує захист у випадку одночасної відмови системи керування та барабанного гальма. Однолінійна схема такої системи представлена на рис. 2.1.

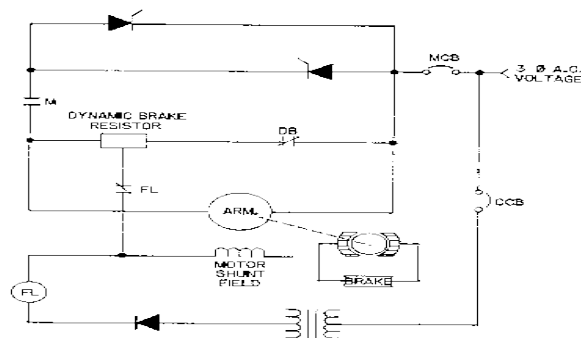


Рисунок 2.1. Схема конструкції системи динамічного гальмування

Система динамічного гальмування (див.рис.1) діє так. При втраті живлення системи керування включається реле (FL). Це переводить систему приводу в режим динамічного гальмування шляхом знеструмлення поля реле динамічного гальмування (DB). Барабанні гальма також встановлюються під час втрати керуючої потужності. Якщо під час вимкнення системи керування барабанне гальмо відмовить, то навантаження призведе до того, що двигун працюватиме як генератор, що подає гальмівний струм на динамічний гальмівний резистор, а струм також подається на шунт. Динамічний гальмівний резистор розсіює енергію, що генерується ремонтним навантаженням, і навантаження опускається на безпечній повільній швидкості. Отже, так можна запобігти аварії. Важливо пам'ятати, що динамічне гальмування не зупиняє рух навантаження, як барабанне гальмо, бо воно лише призначене для обмеження швидкості до базової швидкості двигуна.

Динамічну гальмівну систему розробляли для двох різних умов. Перша – випробування динамічного гальмівного резистора полягало у перериванні керуючої потужності двигуна, тимчасово утримуючи барабанне гальмо у відпущеному положенні, коли підйомник рухається з номінальною швидкістю. Друга умова, коли підйомник сповільнявся з початкової швидкістю, то він все ж продовжував рухатися, доки не буде встановлено барабанне гальмо, і тим самим зупиняючи підйомник.

Найбільш вимогливий тест динамічної гальмівної системи проводився, коли барабанне гальмо відмовляло після тривалого переривання живлення. Двигун підйомника постійного струму повинен генерувати власний струм поля шунта. Для цього випробування контрольну потужність було вилучено, коли транспортний засіб перебував у стані спокою. Коли рух підйомника наблизився до базової швидкості двигуна, то струм якоря значно зріс, оскільки обмотки якоря оберталися через слабе залишкове магнітне поле постійно намагнічених полюсів поля. Струм якоря, у свою чергу, подавав струм на поле двигуна через резистор динамічного гальмування. Поле швидко досягало 90% свого нормального робочого рівня і підйомник швидко сповільнився.

Кінцева швидкість динамічного гальмування цієї системи становила 33% від базової швидкості двигуна. Ця система динамічного гальмування ефективно забезпечувала додатковий резервний захист підйомника від аварії. Система активується у разі кількох збоїв і запобігає високій швидкості розгону підйомника.

Важливо зазначити, що барабанне гальмо та динамічне гальмо спрацьовують одночасно, коли втрачається керування рухом підйомника, що призводить до комбінованого аварійного гальмування. Однак це не стає проблемою, оскільки машинне гальмо спочатку не гальмує підйомник через властивість інерції. Після такої початкової затримки гальмо машини забезпечує плавне лінійне уповільнення руху підйомника до зупинки.

Має сенс також підкреслити, що система динамічного гальмування руху підйомника негайно починає сповільнювати переміщення канату, оскільки контактор двигуна підключає резистор до якоря двигуна, щоб розімкнути ланцюг, але дозволяти повільний рух вниз.

Динамічне гальмівне зусилля зменшується зі зниженням швидкості. Отже, динамічне гальмування є ефективною системою для допомоги механічному гальму, оскільки воно створює необхідне уповільнення під час «простою» барабанного гальма та забезпечує невелику затримку, коли барабанне гальмо зупиняє підйомник.

Динамічна гальмівна електрична система за своєю суттю не залежить від кількості підвісних канатів і була успішно застосована на канатних шахтних підйомниках. Однак застосування динамічного канатного гальма на одному канатному підйомнику спричиняє певні технічні проблеми в конструктивному виконанні такого гальма.

Проаналізуємо сутність дії динамічного канатного гальма на одному канатному підйомнику. Відомо, що перше застосування динамічного канатного гальма на одному канатному шахтному підйомнику було в 1992 року [1]. Раніше в системі застосовували пневматичне канатне гальмо, яке було встановлено на наземному підйомнику, що працював з кліттю в рівновазі

Величина сили, що діє на підвісний трос, дорівнює тиску повітря, помноженому на площу поверхні поршня. Канатне гальмо було встановлено в диспетчерській, побудованій в головній рамі підйомника. Диспетчерська містить повну канатну гальмівну систему, включаючи канатне гальмо, логіку керування та повітряний компресор. Для регулювання температури під час роботи в холодну погоду в кімнаті керування тросовими гальмами встановлені обігрівачі.

Механічну конструкцію канатного гальма було модифіковано для застосування одного підйомного канату на додаток до модифікації [9]. Діаметр колеса каната було збільшено, щоб забезпечити більш плавну роботу на відносно шорсткій поверхні підйомного канату. порівняно зі звичайним тросом.

Направляючу підвісної мотузки канатного гальма, яку показано на рис. 2.1, було додано над тахометром імпульсу, щоб запобігти пошкодженню тахометра провислим тросом. Стан провисання мотузки створюється випробуваннями на запобіжник.



Рисунок 2.3. Вигляд направляючої підвісної мотузки канатного гальма [9]

Додаткова гальмівна накладка також зменшує ймовірність пошкодження підвісного тросу, якщо гальмівна накладка повністю зношується до монтажних

пластин гальмівних колодок, коли сукупна товщина двох накладок становить 24 мм. Останньою модифікацією гальмівної колодки, показано на рис. 2.4.

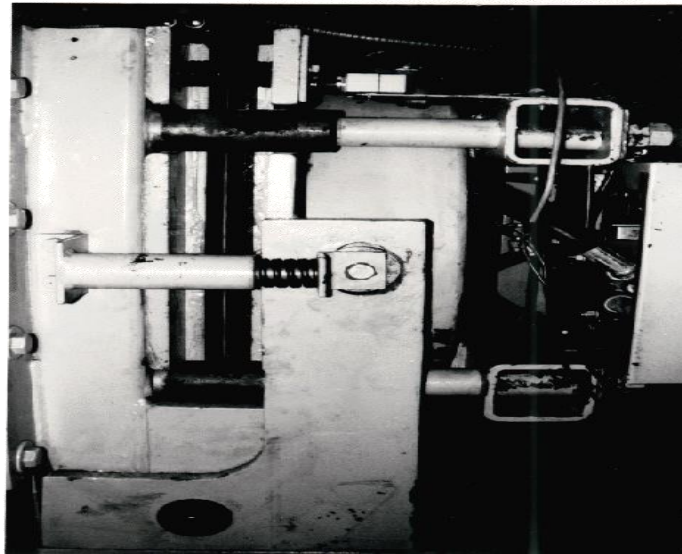


Рисунок 2.4. Фото модифікованої гальмівної колодки [9]

Товщину кожної гальмівної накладки каната також було збільшено для типових ліфтових установок у 2 рази для цієї підйомної установки. Збільшення товщини матеріалу гальмівних накладок було необхідне для забезпечення більшого зносу через підвищене стирання канату, а також обмежену площу контакту на одній мотузці та збільшенню транспортного навантаження.

Поворотні сталеві пластини у формі букви «L» з кожного боку канатного гальма гарантують, що гальмівні колодки залишаються паралельними одна одній. Це запобігає заклиненню оригінальних напрямних або заїданню гальмівного поршня, коли гальмо застосовано до одного підвісного тросу, який не знаходиться безпосередньо на центральній лінії гальма тросу.

Цілісність існуючої системи безпеки підйомників має бути перевірена перед проведенням будь-яких випробувань канатних гальм. Мають бути динамічно перевірені аварійні зупинки підйомника, запобіжники, захист від перевищення швидкості, переміщення тощо. Такі заходи є важливими для забезпечення безпечної експлуатації канатних гальм підйомної машини.

Важливо також провести серію випробувань, щоб оцінити ефективність канатного гальма за екстремальних умов навантаження та можливих несправностей системи керування. Має бути проведена оцінка впливів комплексного гальмування на швидкість уповільнення і створення теплоти від тертя. Комбіноване гальмування відбувається, коли канатне гальмо та гальмо підйомника працюють одночасно, що підвищує нагрів механічних елементів гальм – барабанів, колодок тощо.

Для практичного визначення коефіцієнта уповільнення швидкості підйомника від кожної гальмівної системи не можна просто скласти їх уповільнення алгебраїчно, щоб отримати загальний коефіцієнт уповільнення через те, що є затримка часу від нелінійних характеристик уповільнення тросового гальма. Наприклад, якщо гальмо машини зупинить рух порожньої клітки вниз із середньою швидкістю уповільнення 3 м/с, то сповільнення швидкості канатного гальма за цієї умови буде становить 4 м/с. Однак загальне сповільнення швидкості при гальмуванні становить 6 м/с, а не 7 м/с. В гальмівній системі швидкість підйому та сигнал електричної напруги якоря двигуна визначають початкове прискорення, яке, зазвичай, відбувається, коли струм якоря двигуна переривається до того, як канатне гальмо створить достатнє гальмівне зусилля, щоб уповільнити рух противаги. Профіль уповільнення швидкості показує, що сила гальмування обернено пропорційна швидкості підйомника. Це узгоджується з висновками щодо канатних підйомників, оснащених комбінованими системами гальм.

При експлуатації підйомника коливання в сигналі прискорення кліті відбувається, коли канатне гальмо зупиняє рух підйомника. Коливання такі пояснюються пружністю каната. Коливання також відбиваються на підйомний барабан сигналом прискорення барабану. Гальмівне зусилля зворотної швидкості вказується збільшенням уповільнення, що відображається в сигналі прискорення барабану. Тому випробування на утримання гальма тросу проводиться для оцінки статичної гальмівної здатності та перевірки цілісності пневматичної системи.

Випробування проводиться спочатку для гальма канату, коли підйомник нерухомий із номінальним навантаження на кліть. При цьому тиск повітря в баку компресора повністю скидається. Тросове гальмо залишалося встановленим через зворотний клапан у лінії подачі повітря. Канатне гальмо повинно утримувати навантаження протягом однієї години при падінні тиску повітря в гальмовому циліндрі не більше ніж на 1%.

Важливим є дослідження зносу тросових гальмівних накладок, а тому має бути послідовність їх випробувань, яка передбачає виконання чотирьох випробувань порожньої кліті, а потім решти чотирьох випробувань на номінальне її навантаження. Після чотирьох випробувань гальмівних накладок вони мають бути зношеними загалом на 10 мм матеріалу гальмівних накладок. Решта тестів на навантаження має стирати накладки ще на 5 мм.

Випробування дії канатного гальма на перевищення швидкості є найскладнішим в експериментах на перевищення швидкості при номінальному навантаженні клітки у напрямку спуску. Швидкість підйому має поступово збільшуватися, доки канатне гальмо не відчує перевищення швидкості та активізує канатне гальмо при швидкості 7 м/с. Підйомник розганявся до того, як канатне гальмо починало розвивати гальмівне зусилля. Підйомник сповільнювався зі швидкістю 2 м/с.. Коли підйомник сповільнився, то гальмівні накладки повністю стерлися, і поверхні гальмівних колодок увійшли в контакт з канатом.

Отже, без гальмівного зусилля на канаті підйомник прискорювався, поки канатне гальмо не було встановлено, а гальмівні накладки замінили на інший матеріал. Зупинний шлях підйомника скоротився, однак приблизно 90% матеріалу гальмівної накладки товщиною 25мм було стерто мотузкою під час випробування. Можливо, матеріал заміни гальмівних накладок ще не мав таких характеристик зносу, що відповідали б вимогам гальмування.

Змащення канату підйомника проводилось для захисту від корозії шляхом застосування канатних мастил, які не викликають ковзання на барабані підйомника. Змащення представляє певну технічну проблему. Мастило для

канату зменшує тертя, але збільшує гальмівний шлях, що в результаті призводить до утворення додаткового тепла. Тому випробовування канатного гальма виявило кілька умов для контролю за перевищенням швидкості та зупинки аварійного руху. Виявлено, що канатна гальмівна накладка інтенсивно нагрівалася і зношувалася після кожної екстреної зупинки, особливо у напрямку спуску. Тому стає необхідним мати датчик зносу гальм, щоб унеможливити роботу підйомника, якщо товщини гальмівних накладок недостатня для надійної роботи, а також забезпечити додаткове охолодження накладок гальмування.

Таким чином, машини головного підйому в гірничій промисловості мають гостру потребу у додатковому захисті від перевищення швидкості руху підйомних судин та надійній екстреній зупинці. Динамічне гальмування є способом забезпечення додаткового захисту від перевищення швидкості шахтних підйомників, що працюють від двигунів постійного струму. Тому необхідно розробляти додаткові системи екстреного гальмування руху канатів для підвищення безпеки роботи шахтних підйомних машин з урахуванням впливів утворюваної теплоти на механічні гальма.

3. Удосконалення систем гальмування машин шахтного підйому на основі врахування впливу термічного ефекту тертя

3.1. Обґрунтування математичної моделі утворення тепла в гальмівній системі шахтного підйомника

Проведемо дослідження впливу термічного ефекту тертя на механічний стан та показники ефективності гальмувальної системи шахтної підйомної машини, а також аварійної зупинки при ситуації екстреного гальмування для удосконалення системи гальм. Проведемо вивчення гальмівних систем машин з високою швидкістю руху, характерних для транспортних засобів, а також виконаємо порівняльний аналіз за допомогою комп'ютерного моделювання для двох типів гальм шахтної підйомної машини. Застосуємо моделювання на основі САПР Solidworks для двох конфігурацій гальм: 1) барабан і башмак та 2)

диск і колодки. Результати аналізуються програмою COMSOL Multiphysics, де визначено зміни властивостей матеріалу та їх вплив на параметри механічної дії гальм під впливом температури від тертя. Моделювання виконаємо для кожної конфігурації, спочатку з використанням модуля теплопередачі в твердих тілах для дослідження утворення зон утворення тепла від тертя на елементах гальм.

Результати комп'ютерного моделювання покажуть розташування «гарячих» зон на диску і колодках та барабані і башмаках. Далі проведемо моделювання з використанням модуля Structural Mechanics, щоб отримати дані з механічних напружень та деформацій, спричинених теплом, що утворюється під час гальмування. Стосовно механічних деформацій, то для барабанно-колодкового гальма вони прогнозуються в напрямку зовнішньої межі барабану гальмування, а для дисково-колодкового гальма вони мають проявитися на зовнішньому краю диска.

Програма COMSOL Multiphysics дозволяє провести достовірний аналіз комп'ютерної моделі впливу тепла на ефективність дії механізмів гальм, оскільки реальний експеримент з гальмуванням на працюючій шахтній підйомній машині неможливий через проблеми логістики виробничого процесу, заходів безпеки тощо.

Вибір гальмівної системи для шахтного підйомника враховує кілька змінних, таких як глибина стовбура, корисне навантаження, кількість рівнів і конструкція барабана, щоб максимізувати продуктивність і скоротити час циклу підйому.

На рисунку 3.1 представлено схему канатної фрикційної підйомної системи, а на рисунку 3.2 – фотографії двох типів гальмівних систем, що використовуються у шахтних підйомниках: барабанно-колодкова гальмівна система (рисунок 3.2a) і дисково-колодкова гальмівна система (рисунок 3.2b).

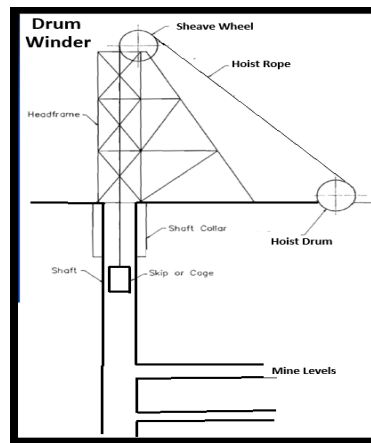


Рисунок 3.1. Схема канатної фрикційної підйомної системи



Рисунок 3.2. Типи гальм, що використовуються в шахтних підйомних системах: (a) барабанно-колодкова гальмівна система; (b) дисково-колодкова гальмівна система.

Підкреслимо, що незалежно від гальмівної системи, екстрене гальмування у шахтних підйомників використовується у разі втрати контролю над приводним двигуном або перевищення швидкості. Екстрене гальмування дозволяє уникнути або звести до мінімуму перемотування, ковзання канату тощо, що може призвести до катастрофічної ситуації.

Відомо, що аналогічні гальмівні системи використовуються в автомобільній, залізничній та промисловій сферах для безпечного уповільнення та зупинки транспортних засобів. Будь-яке гальмування, але особливо повторюване та екстрене гальмування, викликає підвищення температури в усіх компонентах гальмівної системи через тертя між колодками або колодками та обертовим диском або барабаном, який перетворює кінетичну енергію в тепло.

Висока температура знижує продуктивність, спричиняє передчасний і ненормальний знос і призводить до згасання гальм.

Фізика процесів досліджувала явища утворення тепла під час тертя поверхні одного тіла по другому. Для цього досліджувався термічний стан тіл, в якому використовувались моделі аналітичні, експериментальні, а також комбіновані підходи. Зокрема досліджувались різні матеріали і налаштування для барабанних та дискових гальм.

Відомо, що фізико-математична модель, що описує тепловий стан об'єктів, наприклад барабанно-колодкової гальмівної системи, була розв'язана в дослідженні [5] з використанням методу функції Гріна при умові імпульсу одного кроку для тригонометричного гальмування. Інший аналітичний підхід із використанням функції Гріна було зроблено в роботі [6], де зроблено висновок, що тепло від тертя має розсіюватися, щоб уникнути зменшення коефіцієнта тертя, а отже й ефекту гальмування. Більш аналітичні підходи до вирішення теплових проблем, що виникають через тертя під час гальмування, були реалізовані в наукових працях [7,8]. Для дискових гальм теплову реакцію досліджували роботах [9 - 11] з різними матеріалами пари «диск – колодка».

В математичному моделюванні метод скінченних елементів є важливим інструментом для дослідження трансформації механічної енергії в термічну, що відбувається під час гальмування [12]. Автори дослідження [13] провели аналіз утворення та зміни температурного поля гальмівного диска автомобіля під час різкого гальмування. Вони застосували метод перехідного термодинамічного структурного зв'язку і порівняння результатів експериментальних даних різних варіантів.

Стосовно гальмівних систем залізничних транспортних засобів із спрощеними просторовими моделями фрикційного нагріву досліджувались в роботі [14], де викладено новий підхід із використанням методу кінцевих елементів. Методи FEM та CFD були використані в праці [15] для чисельного визначення поля просторового поширення температури у випадку вентильованих дисків. Однією із програм FEM, що використовується для

аналізу перехідних температур, є платформа COMSOL Multiphysics із модулем теплопередачі (теплопередача в твердих тілах). Програма COMSOL використовувалася авторами роботи [16] для оцінки тепла тертя та теплового розширення, а у дослідженнях [17,18] моделювання температури поверхні диска як функції часу під час екстреного гальмування.

Відомі також наукові дослідження стосовно обчислення теплопередачі через випромінювання, конвекцію та провідності для дискових гальм під час екстреного гальмування [19, 20]. Важливим став аналіз термічного та термомеханічного міцного зв'язку пар тертя у випадку гальмування стрічкового конвеєра на підставі чого було проведено порівняльний термічний аналіз для різних матеріалів трьох дискових гальм [21]. В дослідженні [22] здійснена оцінка максимальної температури для гальмівних дисків шляхом моделювання кількох матеріалів у різних сценаріях екстреного гальмування. Окрім термічного аналізу, автори робіт [23, 24] використовували програми ANSYS для обчислення деформації структури матеріалів гальм, контактного тиску та точок напруги в парі диск–подушка. Однак ці дослідження та результати майже повністю обмежені в узагальненнях тому, що проведені для гальмівних систем з високою швидкістю обертання, характерними для автомобільних та залізничних транспортних засобів.

Треба зазначити, що в дослідженнях також використовувався COMSOL Multiphysics як інструмент моделювання FEM, оскільки він базується на покроковому підході.

Новизна дослідження, що викладається, полягає в тому, що вперше комп'ютерно моделюються та вивчаються гальма великих за розмірами, що характерні для шахтних підйомних машин. Ще одна інновація в тому, що порівняльне комп'ютерне моделювання виконується для двох типів гальмівних систем, що по черзі досліджуються на одному шахтному підйомнику.

Насамперед варто підкреслити, що порівняння автомобільних гальмівних систем, що використовуються у транспортних засобах, з гальмами шахтних підйомників будь-якого типу не має сенсу. Передусім гальма шахтних

підйомних машин набагато більші за своїми розмірами, щоб зупиняти величезні за вагою шахтні вантажі, що транспортуються головним канатним підйомом, мають меншу швидкість обертання. Однак при екстреному гальмуванні вони повинні якнайшвидше зупинити транспортний засіб з уповільненням, щоб запобігти ковзанню канату на фрикційному колесі [25].

На сьогоднішній час відомі результати досліджень, в яких вивчалися ефекти тертя стосовно процесів гальмування шахтних підйомників. Експериментальні вимірювання як напруження, так і температури були проведені в роботі [26], але тільки для фрикційної накладки на колеса. Розподіл механічної напруженості та температури на компонентах гальм шахтного підйомника досліджувались в [27], як функції початкової швидкості і уповільнення. Порівняння експериментальних даних з результатами моделювання було проведено в роботі [28], але стосовно тривимірної моделі перехідного температурного поля лише для гальмівної колодки підйомника.

Автори дослідження [29] запропонували рішення для підвищення надійності гальм шахтних підйомників шляхом застосування результатів порівняння числового моделювання з експериментальними вимірюваннями. Скінченно-елементна модель із використанням термомеханічного зв'язку у випадку перехідного поля теплових напружень була експериментально перевірена на лабораторному стенді в роботі [30].

Дослідниками доведено, що причиною відмови гальм є перегрів гальм шахтного підйому, про що в роботах [31-34] зроблено висновки щодо впливу температури поверхонь деталей гальм на трибологічний стан фрикційного матеріалу під час коротких гальмувань. Вплив максимальної швидкості підйому та прискорення на температуру та напруження під час екстреного гальмування шахтних підйомників досліджено в роботі [35], а з локалізацією механічного напруження при піковій температурі на середньому радіусі тертя пари башмак–диск в роботах [36-38].

Проаналізовані дослідження використовували різні підходи порівняно з дослідженням, що викладається, і яке є комплексним аналітично-

експериментальним з комп'ютерним моделюванням експериментальних станів гальмівних систем. Для моделювання систем гальмування шахтних підйомників, які використовуються у вугільних шахтах Донбасу, розроблено дві моделі, гальми яких побудовані в двох конструктивних конфігураціях. За умови максимального уповільнення без прослизання канату проведено два моделювання (по одному для кожної конфігурації гальм).

Також важливо зазначити, що в дослідженні вивчається комп'ютерна модель стану гальмівної системи шахтного підйому під час екстреного гальмування при комплексному впливі температури, деформацій і напружень від механічного тертя частин гальмівної системи при інтенсивному утворенню тепла.

Варто знову підкреслити, що метою комп'ютерного моделювання процесу впливу теплоти від тертя, що утворюється при гальмуванні підйомної машини, є визначення зміни ефективності механічних дій екстреного гальмування, від якого залежать безпека, експлуатаційні витрати, технічне обслуговування, надійність підйомника і всієї транспортної системи головного підйому.

Для досягнення означеної мети визначено головне завдання, а саме розробити фізико-математичну модель термомеханічних явищ в гальмівній системі підйомної машини при аварійному гальмуванні на основі віртуальних комп'ютерних моделей у двох конфігураціях гальм: 1) барабан і башмак; 2) диск і колодки, відповідно до умов відсутності ковзань канату на барабані, ведучому колесі підйомної машини та інших флуктуації в системі.

Оскільки реальне випробування екстреного гальмування працюючої шахтної підйомної машини неможливе то, проведення цього дослідження на основі застосування комп'ютерного моделювання має сенс. Також зазначимо, що дослідження частково базується на моделі, опублікованій у роботах [39,40], але воно є значним вдосконаленням та розширенням попередніх досліджень. Робочий процес виконання процедури комп'ютерного моделювання проілюстровано в алгоритмі блок-схеми, що наведена на рисунку 3.3.

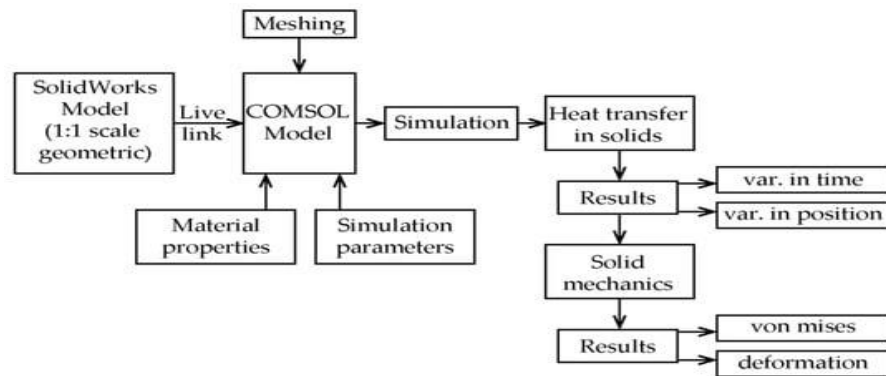


Рисунок 3.3. Блок-схема робочого процесу комп'ютерного моделювання

Добре відомо, що сухе тертя поверхонь під час гальмування перетворює механічну енергію руху на тепло, що нагріває складові частини відповідного обладнання. Варіації швидкості та прискорення для одного транспортного циклу показано на тахограмі рисунку 3.4, де певні часові інтервали відповідають різним станам системи: прискоренню транспортних засобів від 0 до t_2 , постійній швидкості підйому від t_2 до t_3 та екстремому гальмуванню під час постійного прискорення від t_3 до t_4 .

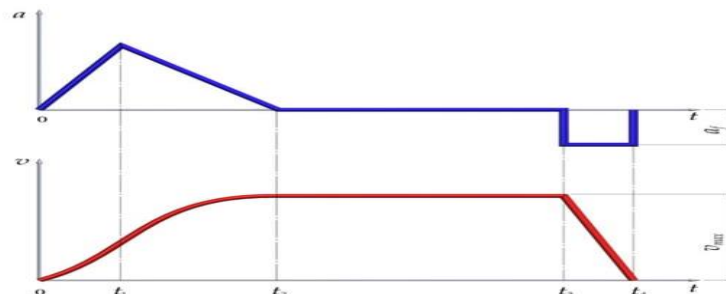


Рисунок 3.4. Тахограма зміни швидкості (v) і прискорення (a) для транспортного циклу

Визначаємось, що максимальна температура, яку утворює гальмування, має бути нижчою за поріг значення впливу на коефіцієнт тертя, спричиняючи аномальне зношення гальмівних фрикційних частин і зниження ефекту гальмування. Прийняті конструкції моделей гальмівної системи шахтного підйомника представлені як у конфігурації барабана і колодки (рис.3.5), так і в конфігурації диска та колодок (рис. 3.6).

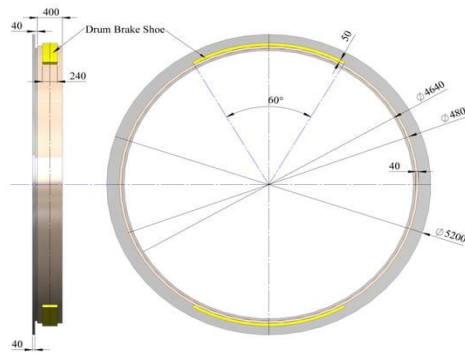


Рисунок 3.5. Схема гальм конфігурації барабану та колодки

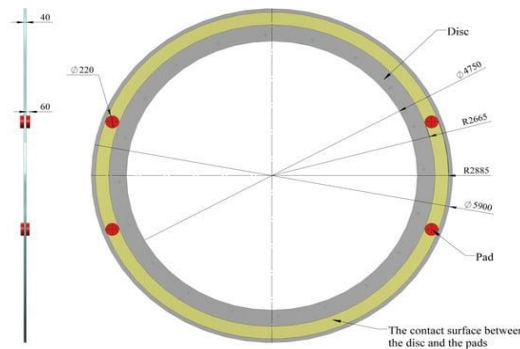


Рисунок 3.6. Схема гальм конфігурації диску та колодок із розташуванням диску, колодок і контактної поверхні.

Для дослідження застосовано моделі із реальними розмірами системи, розташуванням колодок по відношенню до барабану і колодок по відношенню до диску, а також контактні поверхні гальмівних пар в обох конструктивних установках.

Щоб виконати аналітичну частину моделювання теплової енергії від тертя у гальмівних системах, передбачено, що екстрене гальмування відбувається, коли шахтний підйомник працює на максимальній робочій швидкості і таким чином, повну кінетичну енергію можна записати як:

$$E_{Kmax} = \Sigma m R \cdot v^2_{max} / 2 = k \cdot P n \cdot v^2_{max} / 2, \quad (3.1)$$

де Σm є приведеною масою рухомих частин підйомника.

На підставі [4] ця маса залежить від номінального піднятого корисного вантажу P_n і коефіцієнту k залежно від вмісту транспортного засобу (перевезення пустої породи, вугілля, руди тощо), зі значеннями від 1 до 20.

Вважаємо, що під час екстреного гальмування підйомника його кінетична енергія перетворюється на тепло при гальмуванні, що можна виразити так:

$$T_{STOP} = mv^2_{max} / 2 = EK_{max} \quad (3.2)$$

і, виходячи з кінетичної енергії по відношенню до часу зупинки, отримуємо потужність гальмування:

$$WB = dEK_{max}dT_{STOP} \quad (3.3)$$

Враховуючи, що гальмівна система має два диски або барабани (по одному з кожного боку), і, згідно з [42], лише частина гальмівної енергії перетворюється на тепло на гальмівних елементах. Отже, потужність тепловиділення з урахуванням коефіцієнтів, буде мати вигляд:

$$WFR = WB \cdot 0.882 \cdot 0.88. \quad (3.4)$$

Фактичний нагрів поверхні обертового елемента гальма залежить від співвідношення між кількістю тепла при терті контактних поверхонь (яке виробляється за рахунок кінетичної енергії) і кількості тепла, що розсіюється.

3.2. Аналітична модель передачі теплоти в елементах підйомної машини від тертя при гальмуванні

Розробимо аналітичну модель процесу теплопередачі в елементах гальм підйомної машини в процесі тертя, що важливо для вивчення зміни механічних сил та ефектів гальмування для екстреної зупинки руху, коли між елементами гальмування відбувається інтенсивне утворення теплової енергії.

Максимальна температура, що досягнута гальмівною системою шахтного підйомника, залежить від виробленого тепла тертя та переданої частини цього тепла елементам гальм при трансформації кінетичної енергії руху в теплоту.

Відомо, що тепло може передаватися трьома способами: провідністю, конвекцією або випромінюванням, як показано на схемі рисунку 3.7.

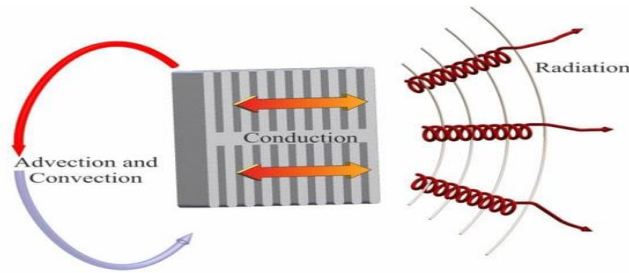


Рисунок 3.7. Схема можливих трьох типів теплопередачі

За визначенням теплопровідність є утворений потік тепла всередині тіла, щоб вирівняти різницю між внутрішньою енергією, як кінетичною, так і потенційною, молекул, електронів і атомів, які стикаються та вібрують. На це впливає використовуваний матеріал. Якщо матеріал має регулярну структуру без щілин (як у випадку з металами), вирівнювання температури відбувається дуже швидко. Якщо в матеріалі є розриви та прогалини (наприклад, у вогнетривкій кераміці), вирівнювання температури відбувається повільніше.

Графічно модельний процес теплопередачі через теплопровідність представлено на рисунку 3.8. Вектор h питомого теплового потоку має напрямок, протилежний одиничному вектору $\hat{n}$, який орієнтований у напрямку зростання температур. Передача тепла відбувається від поверхонь з вищою температурою ($\theta + d\theta$) до поверхонь з нижчою температурою (θ).

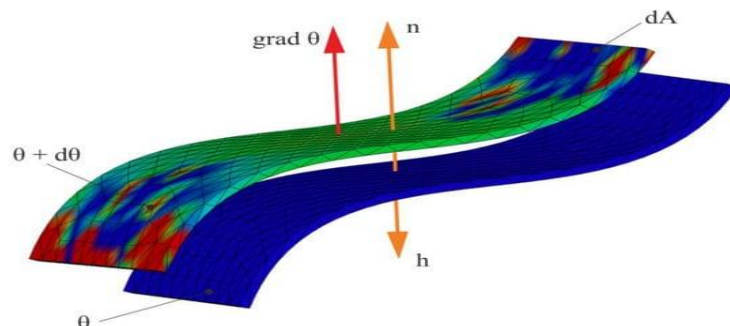


Рисунок 3.8. Графічна модель теплопередачі теплопровідністю

Кондуктивний теплообмін визначається відповідно до закону Фур'є:

$$h = -n dqdt \cdot dA = -\lambda grad \theta h. \quad (3.5)$$

де h – питомий тепловий потік (Вт/м²), $\hat{n}$ – одиничний вектор нормалі до поверхні, що пропускає, dq – елементарна теплота (Дж), t – поточний час (с), dA – площа елементарного пропускання (м²), λ – теплопровідність (Вт/мград), а θ – температура (град).

Базуючись на рівнянні (5), потужність, що передається локально через замкнуту поверхню Σ границі об'єму V , може бути виражена як:

$$dqdt = - \oint \Sigma (\lambda \text{grad} \theta) \cdot dA \quad (3.6)$$

або маємо

$$dqdt = - \int V \Sigma \text{div}(\lambda \text{grad} \theta) dV \quad (3.7)$$

У випадку гальм, як твердих тіл з об'ємом V , які є джерелами тепла, що передається лише шляхом провідності, то частина цього тепла така:

$$\int V p_u dV dt = \int V c_u \delta \theta \delta t dt dV - \int V \text{div}(\lambda \text{grad} \theta) dt dV, \quad (3.8)$$

де p_u — потужність на одиницю об'єму (Вт/м³), c_u — об'ємна теплота (Втс/м³·гр), θ — температура (град), t — поточний час (с).

Коли вважати λ сталою, то (3.8) є диференціальним рівнянням теплопередачі в гальмах з джерелами тепла, які можна записати у вигляді:

$$\Delta \theta \delta t = p_1 c_1 + \lambda c_1 \Delta \theta. \quad (3.9)$$

Якщо тіло нагріти до температури T , воно передає тепло за рахунок випромінювання сусіднім тілам з нижчою температурою, при цьому питомий випромінюваний тепловий потік визначається законом Стефана–Больцмана:

$$P_1 r = \sigma \cdot e_t (T_1^4 - T_2^4), \quad (3.10)$$

де $P_1 r$ – питомий випромінюваний тепловий потік (Вт/м²), σ – постійна Стефана–Больцмана ($5,67 \times 10^{-8}$ Вт/м²·К⁴); T_1 – температура поверхні тіла, що випромінює, T_2 — температура навколишнього середовища, а e_t — загальна

випромінювальна здатність, яка залежить від природи тіла та обробки його поверхні.

Для подальших числових розрахунків рівняння (3.10) запишемо так:

$$P_{1r} = 5.7 \cdot e_t [(T_1 100)^4 - (T_2 100)^4] \quad (3.11)$$

$$P_{1r} = 4 \sigma e_t T_{32} \Delta T + 6 \Delta T_{24} T_2 + \Delta T_3 T_{22} + \Delta T_{44} T_{32} \quad (3.12)$$

Вміст дужок у рівнянні (3.11) можна спростити з похибками менше 20% для ΔT в інтервалі між (3 – 200 °C), як:

$$P_{1r} = 2.65 \sigma e_t T_{32} \Delta T \quad (3.13)$$

Приймаємо модель, що гальмівна робоча рідина в гідроциліндрах та системі сприймає передачу тепла від твердих тіл, що здійснюється шляхом випромінювання і конвекції. Відомо, що конвекція передбачає передачу тепла за рахунок об'ємного руху молекул рідини. Конвекція передбачає передачу тепла від швидких нагрітих молекул твердого тіла до молекул рідини, а також між контактуючими молекулами рідини шляхом теплопровідності. Рух молекул зумовлений локальним надлишковим тиском і зменшенням питомої маси, спричиненим нагріванням рідини та в'язкого тертя.

Приймаємо, що рівняння Ньютона - Ріхмана виражає передачу потужності гальмування P у вигляді частини тепла від твердого тіла до рідини:

$$P = \alpha A (T_1 - T_2) = \alpha A \Delta T, \quad (3.14)$$

де α – загальна пропускна теплова здатність (у Вт/м²град), A – площа пропускання (в м²), T_1 – середня температура твердого тіла, T_2 – температура навколишнього середовища, а ΔT – різниця температур.

Загальна пропускна теплова здатність α має радіаційну та конвекційну складову, тому її значення залежить від обробки зони розділення, різниці температур між середовищами та температури навколишнього середовища. На основі (3.14) визначається напрямок теплообміну між твердими тілами та середовищами. Отже, пропускну теплову здатність можна записати як:

$$\alpha = dP dA \cdot \Delta T = P_1 \Delta T \quad (3.15)$$

з питомою переданою тепловою потужністю P_1 (у Вт/м²).

Для врахування природної конвекції застосуємо число Нуссельта, яке використовується для оцінки конвекційної теплової енергії, що можна записати так:

$$Nu = \alpha c d \lambda, \quad (3.16)$$

де αc — коефіцієнт конвективної теплопередачі (у Вт/м²град), d — розмір, λ — теплопровідність рідини (у Вт/м град).

Число Нуссельта можна виразити як функцію інших інваріантів, як:

$$Nu = f(Gr, Pr), \quad (3.17)$$

де Gr — число Грасгофа, а Pr — число Прандтля, яке виражене:

$$Gr = \rho^2 d^3 c \beta g \Delta T \mu^{-2}, \quad Pr = \mu c p \lambda,$$

де ρ — густина рідини (кг/м³), β — коефіцієнт розширення рідини при постійному тиску; μ — динамічна в'язкість за Пуазейлем (Нс/м²), g — гравітаційне прискорення і c_p — питома теплоємність рідини при постійному тиску (Втс/кгград).

На практиці рівняння (3.17) можна спростити та виразити так:

$$Nu = 0.9(Gr Pr)^{0.2} = 0.9. \quad (3.18)$$

Питомий конвективний тепловий потік на основі (3.18) має вигляд:

$$P_1 c = \alpha c \Delta T = 0.9 \lambda^4 c p r^2 \beta g d^2 c \mu^{0.2} \Delta T_1 \quad (3.19)$$

таким чином, відповідно до (3.16), а конвективний тепловий коефіцієнт:

$$\alpha c = Nu \lambda d c. \quad (3.20)$$

Питома потужність теплового потоку і пропускна здатність матеріалів гальм може бути визначена таким чином. Загальна передана питома потужність є сумою потужностей, переданих випромінюванням і конвекцією, а саме:

$$P_1 = P_{1r} + P_{1c}.$$

Отже, виходячи з (3.13) і (3.19), загальна потужність може бути виражена як:

$$P_1 = 2.65K_{et}T_1^2 + 0.9\lambda_4 c_p \rho^2 \beta g d^2 c_{\mu} 0.2 \Delta T_1 \quad (3.21)$$

Поділивши (3.21) на ΔT , отримаємо глобальну пропускну здатність як:

$$\alpha = 2.65K_{et}T_1^2 + 0.9\lambda_4 c_p \rho^2 \beta g d^2 c_{\mu} 0.2 \Delta T_1. \quad (3.22)$$

Динамічна в'язкість повітря за Пуазейлем виражається як:

$$\mu = \mu_0(\theta + 273.15)^{0.76}, \quad (3.23)$$

де $\mu_0 = 17,19 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2 = 17,19 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ для температури повітря $\theta^\circ\text{C}$.

Крім того, для рівняння (3.22) були зроблені температурні поправки для густини рідини ρ і теплопровідності λ в системі гідравлічних приводів гальм. Для систем гальмування також маємо випадок суцільного середовища, обмеженого паралельними площинами тертя.

У постійному режимі температурне поле, що виникає в результаті інтегрування диференціального рівняння (3.9), зі скасованими членами $\delta\theta/\delta t$ та $p_1 c_1$, можна виразити як:

$$\Delta\theta = 0, \Delta = 0. \quad (3.24)$$

У цьому випадку, якщо припустити, що тепло передається лише в одному напрямку, як показано на рисунку 3.9, де представлено два сусідніх, але різні середовища, рівняння (3.24) виглядає так:

$$d^2\theta/dx^2 = 0,22. \quad (3.25)$$

і шляхом інтеграції це призводить до: $\theta = Ax + B$. (3.26)

Тут постійні інтегрування визначаються з граничних умов поширення потоку теплоти в матеріалах елементів гальмівної системи.

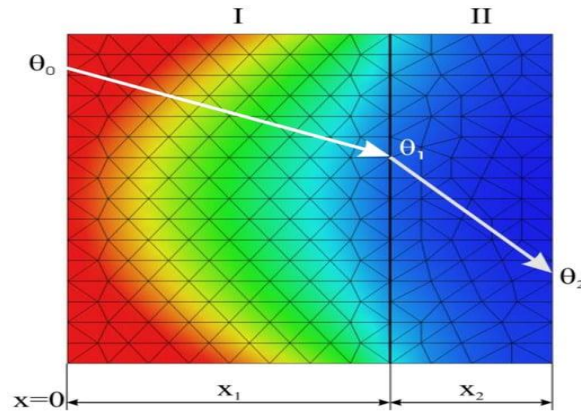


Рисунок 3.9. Діаграма поширення тепла у паралельних пластинах гальм.

Базуючись на малюнку 3.9, позначення перегріву: θ_0 при $x = 0$, θ_1 при $x = x_1$ і θ_2 при $x = x_2$. Їх можна записати так: for $0 < x < x_1$; $\theta_0 - \theta_1 x_1 x_0 < 1$. Теплообмін для даного числа n суцільних, паралельних і суміжних середовищ і загальну провідність можна визначити з умови рівних переданих потужностей, записаної згідно із законом Фур'є, як систему рівнянь:

$$dq/dt = \lambda_{100} - \theta_1 x_1 A = \dots = \dots = \lambda_n \theta_n - 1. \quad (3.27)$$

де A – постійна площа теплообміну, λ_g – глобальна провідність і $\lambda_1 \dots \lambda_n$ – провідності середовищ від 1 до n .

Розв'язуючи систему рівнянь (3.27) із позначеннями на рисунку 3.10, отримуємо:

$$\lambda = \sum \lambda. \quad (3.28)$$

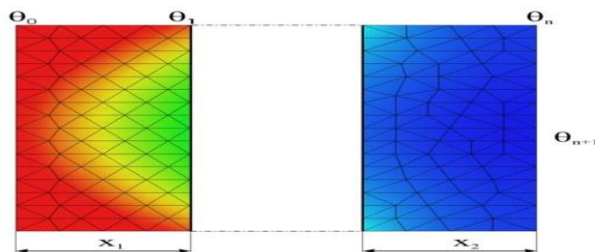


Рисунок 3.10. Діаграма загальної пропускнуої здатності тепла в гальмах.

Коли тверде середовище передає тепло рідкому середовищу, як показано на рисунку 3.10, то загальний коефіцієнт пропускання α_g отримується з рівняння збереження переданої теплової потужності, що реалізується в елементах гальм.

Проведемо розробку загальної моделі наявних фізичних процесів, що відбуваються у гальмівній системі шахтного підйому при екстреній зупинці. Для моделювання процесу гальмування та аналізу термічної і механічної картини розроблена модель ведучого колеса шахтного підйомника МК5х2 у реальному масштабі за допомогою Solidworks.

На основі моделі ведучого колеса обидва типи гальмівних систем були створені за допомогою програмного забезпечення САПР і отримані дві моделі: одна для барабанно-колодкової гальмівної системи (рис.3.11), а друга – для дискової і колодкової гальмівної системи (рис.3.12).

Варто зазначити, що ця модель підйомника була обрана, оскільки вона є найбільш поширеною у вугільних шахтах, як у класичній версії барабанного гальма, так і в модернізованій версії дискового гальма.

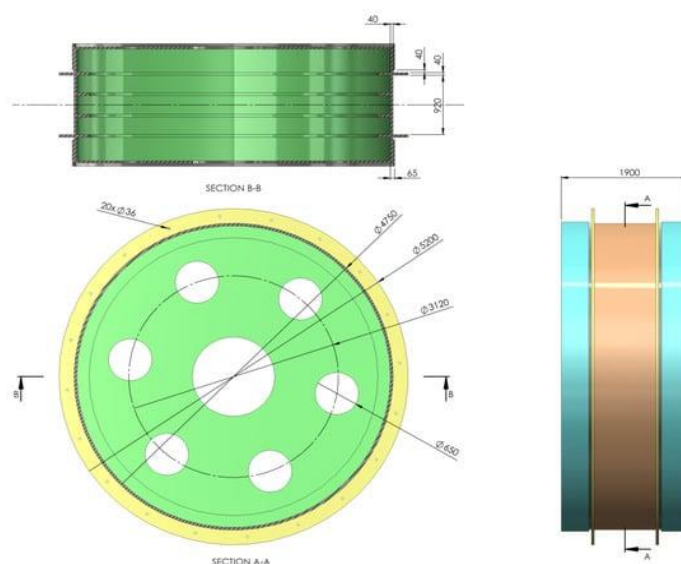


Рисунок 3.11. Схема моделі ведучого колеса та барабанно-колодкової гальмівної системи для шахтного підйомника

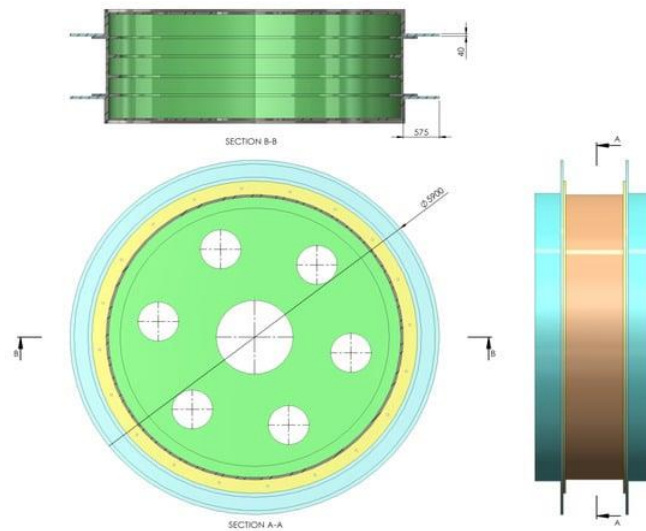


Рисунок 3.12. Схема моделі гальмівної системи ведучого колеса та дискових колодок для шахтного підйомника

Незалежно від використовуваного типу гальма, елементи гальмівної системи розміщувалися з обох боків ведучого колеса, і всі моделювання проводилися з урахуванням рівномірного розподілу тиску між парою (диск–колодка та барабан–колодка відповідно).

Комп'ютерні моделі було розроблено в Solidworks для кожного типу досліджуваних гальм та імпортовані в COMSOL для моделювання процесів термічних (теплопередача в твердих тілах) і механічних при гальмуванні (механіці руху твердого тіла) з моделюванням матеріалу та властивостей дисків, колодок, барабанів, колодки тощо.

Сітка кінцевих елементів обох моделей показана на рис. 3.13 та 3.14.

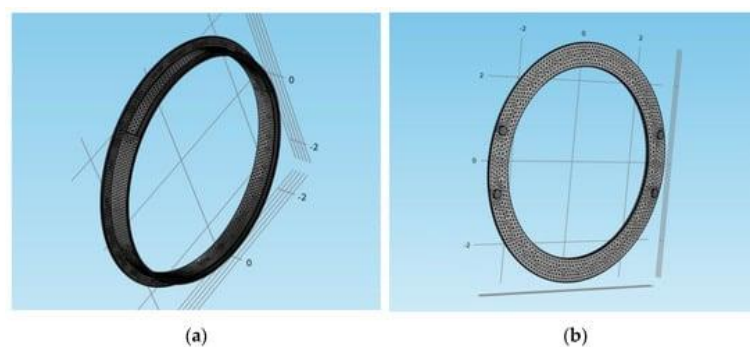


Рисунок 3.13 та 3.14. Схеми сіток моделей в COMSOL: (a) барабанно-колодкова гальмівна система; (b) дисково-колодкова гальмівна система.

Сітки моделей є контрольованого типу з геометрією, побудованою з використанням тетраедричних, трикутних, реберних і вершинних елементів. Розмір сіток встановлено з 46097 елементів для моделі з барабаном і башмаком, а для моделі з диском і колодками з 17511 елементів.

Базуючись на визначеній вище початковій швидкості, уповільнення було розраховано як похідну від швидкості, і їх тахограма під час екстреного гальмування протягом 6 секунд показана на рисунку 3.15.

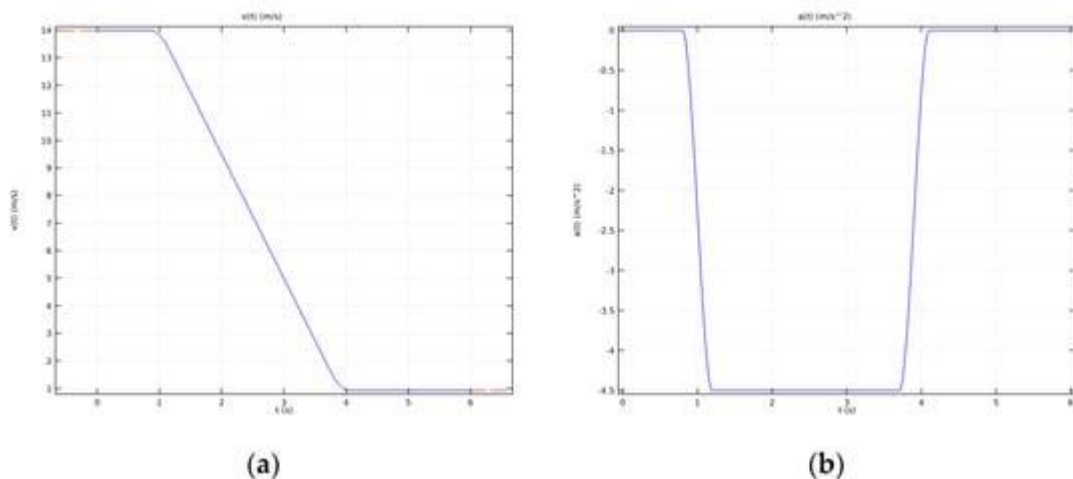


Рисунок 3.15. Тахограми (а) швидкості та (б) уповільнення руху під час екстреного гальмування підйомної шахтної машини

Використовуючи загальне визначення параметрів всіх граней диска, колодки, барабана, башмаків та тертя контактної поверхні між диском і колодками, а також барабана і башмаків, було визначено стани в теплових доменах. У той же час для обох моделей гальм встановлено тип з'єднання компонентів як інтеграція між тертям контактних поверхонь, повітрям і зовнішніми поверхнями компонентів гальм. Використовуючи Component «Heat Transfer in Solids» обох гальмівних систем, для початкових температур було встановлено значення параметрів температури повітря в гальмах (T_{air}). Для теплового потоку в обох моделях спочатку були вибрані всі граничні поверхні та відмічена опція конвективного теплового потоку в гальмах. Фіксованим обмеженням для барабанно-колодкових гальмівних систем була зовнішня циліндрична поверхня ведучого колеса, а для дисково-колодкових гальмівних систем — його внутрішній циліндричний край.

Проведемо аналіз отриманих результатів. Стосовно стану теплового навантаження на гальма під час екстреного гальмування, зазначимо таке. Для кожної моделі гальма температура всіх елементів (барабана, колодки, диска та колодки) була змінною як за положенням, так і за часом.

На рисунку 3.16 показано температури всіх поверхонь для елементів обох моделей у момент часу $t = 4$ с. Для системи барабан і башмак досліджувалися три точки на поверхні барабана (рис.3.17а), тоді як для системи диск і колодка температура визначалась для однієї точки, розташованої на диску за середнім діаметром, як показано на рисунку 3.17b.

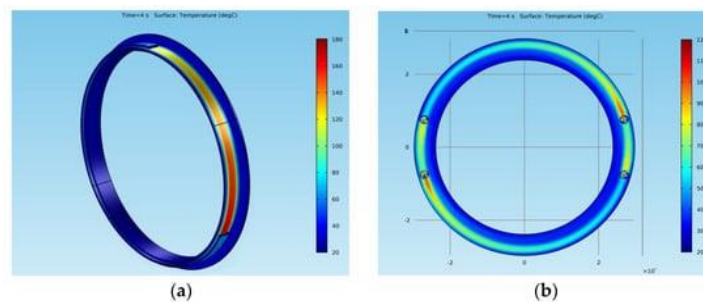


Рисунок 3.16. Температури поверхні при $t = 4$ с для (а) барабанно-колодкової гальмівної системи; (b) дисково-колодкова гальмівна система.

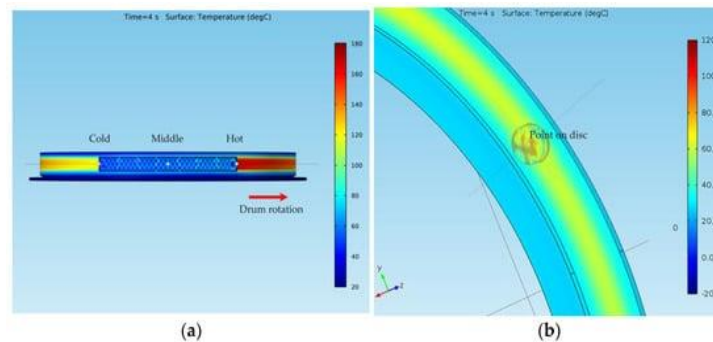


Рисунок 3.17. Точки для представлення температури поверхні (а) барабанно-колодкової гальмівної системи; (b) дисково-колодкова гальмівна система.

У випадку системи «диск і колодка» гаряча точка розташовувалася на диску під колодкою, тоді як у випадку системи «барабан і колодка» гаряча точка знаходилася на барабані в точці виходу з під черевика.

Для обох типів гальмівних систем видно, що температура поверхні знижувалася вздовж траєкторії обертання колодки. Крім того, можна помітити, що температура барабанно-колодкової гальмівної системи була вищою за температуру системи дисків і колодок, оскільки холодна точка барабана мала більшу температуру, ніж гаряча точка диску.

Зазначимо, що температура поверхні гальмів також змінювалася в часі. Для виділення теплового режиму кожної із систем під час екстреного гальмування було побудовано графіки функції зміни температури в часі.

На рисунку 3.18а показано зміну в часі температури поверхні барабана в трьох визначених точках, тоді як на малюнку 3.18b показано зміну в часі температури поверхні диска в гарячій точці під колодкою.

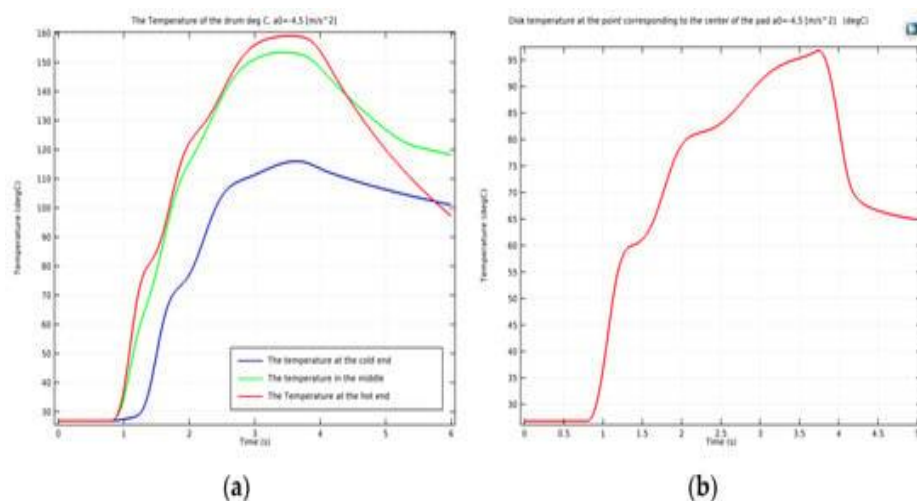


Рисунок 3.18. Графіки зміни температури поверхні (а) барабана та (б) диска в часі при екстреному гальмуванні

На рис. 3.18, маємо «гарячу» точку диска, але яка має нижчу температуру, а ніж «холодна» точка барабана. При цьому температура диска сягала 97°C, тоді як поверхня барабана мала різні температури зі значеннями 115, 152 і 159°C. Усі проаналізовані точки досягли максимальної температури в момент зупинки. На графіках також видно нерівномірне підвищення температури до часу зупинки, пов'язане з моментом проходження досліджуваних точок на барабані та диску під черевиком або колодкою під час обертання. Видно, що через $t = 4$ с

(коли обертання припинилося внаслідок гальмування) у всіх випадках відбувався рівномірний процес охолодження.

Також важливо зазначити, що на рис. 3.18а показано графічно, що під час гальмування зміна температури середньої точки барабана знаходиться між температурою гарячої та холодної точок, а після зупинки колеса графік зміни температури цієї точки перевищує температуру гарячої точки. Таке явище пояснюється середнім положенням барабана під черевиком, яке вже не дозволяло його охолоджувати радіацією в повітрі.

Цікавим для розуміння розподілу тепла в гальмах є різниця між температурами середньої та гарячої точок, що показано на графіку (рис. 3.19).

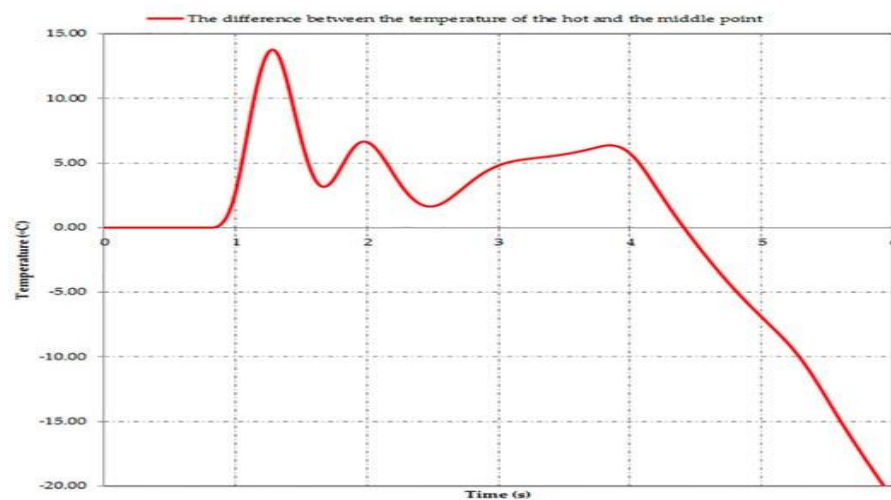


Рисунок 3.19. Графік різниці між температурою гарячої та середньої точки барабана під час гальмування.

Після того, як екстрене гальмування зупинило транспортний засіб – шахтний підйомник в довільному положенні, то активні елементи гальмівної системи (колодки) залишалися в контакті з пасивними елементами гальмівної системи (барабани або диски), що забезпечує нерухомість підйомника.

Отже, порівняно з плавним гальмуванням підйомника, коли тепло від тертя рівномірно розсіюється через обертання, то для екстреного гальмування потрібно більше часу, щоб розсіяти тепло під контактними поверхнями колодок гальмування. Зазначене особливо важливе у випадку барабанних гальм, де ця

площа контакту набагато більша, чим у дискових. Ось чому термічна картина дискових гальм підтверджує більшу їх ефективність у гальмуванні.

Важливий результат дають аналізи зміни положення температури поверхні для обох типів гальмівних систем у певні моменти під час екстреного гальмування. На рисунку 3.20 показано зміну температури поверхні барабана в моменти часу від $t = 0$ с до 6 с, а на рисунку 3.21 показано зміни температури поверхні диска в той же самий час.

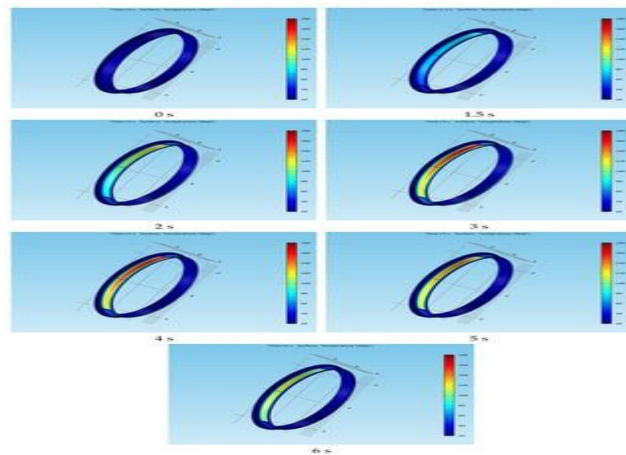


Рисунок 3.20. Діаграми зміни температури поверхні в положенні для барабанно-колодкової гальмівної системи.

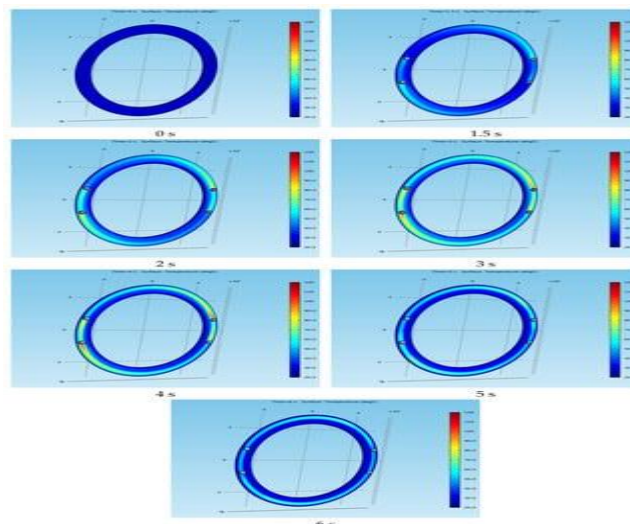


Рисунок 3.21. Діаграми зміни температури поверхні в положенні для дисково-колодкової гальмівної системи.

Для подальшого дослідження теплових явищ від тертя в гальмах як фіксованих, так і обертових елементів обох гальмівних систем, використано

функцію «Результати > Набори даних» COMSOL», де була проведена тривимірна лінія розрізу, що розташована, як показано на рисунку 3.22. Лінія розрізу проходила через середину барабана, черевика і через середину пари дисків та колодок відповідно. Профілі залежності температури від часу вздовж цієї лінії зображено для барабанно-колодкової гальмівної системи на рисунку 3.23а та для дисково-колодкової гальмівної системи на рисунку 3.23б.

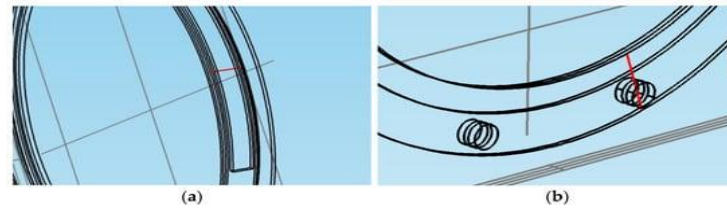


Рисунок 3.22. Схеми три вимірів для: (а) барабанно-колодкової гальмівної системи; (б) дисково-колодкова гальмівна система.

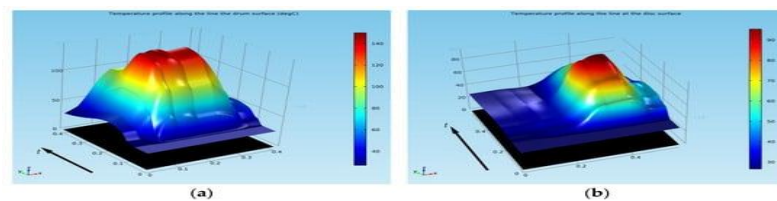


Рисунок 3.23. Профілі температури в гальмах в залежності від часу вздовж лінії 3D розрізу для: (а) барабанно-колодкової гальмівної системи; (б) дисково-колодкова гальмівна система.

Температура при $t = 4$ с у площині поперечного перерізу, побудований на лінії розрізу, показана для пари барабана та башмака на малюнку 3.24а та пари диска та колодок на малюнку 3.24б.

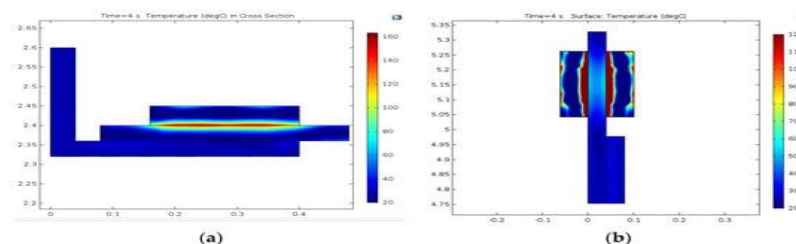


Рисунок 3.24. Діаграма розподілу температури у перерізі для: (а) пари барабан-башмак; (б) пара дисків і колодок.

На обох моделях видно, що температура активних елементів (черевиків і колодок) перевищувала температуру пасивних елементів (барабана і диска). Порівнюючи результати лише для активних елементів, було виявлено, що температура колодки була вищою за температуру диска. Це пояснюється контактними поверхнями, для яких кінетична енергія перетворювалася на тепло, приблизно в 6 разів більше у випадку колодок порівняно з диском.

Частина тепла, що утворюється під час екстреного гальмування, розсіюється через випромінювання та конвекцію в повітрі, як зазначено вище. Щоб дослідити, скільки виробленого тепла було розсіяно в повітрі, COMSOL розрахував інтеграли виробленого та розсіяного тепла як функції часу на основі загальної швидкості тепла, як показано на рисунку 3.25.

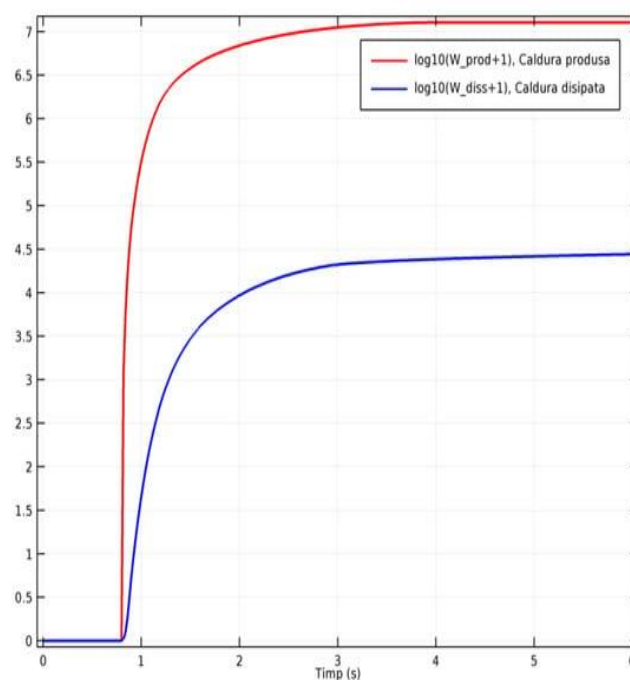


Рисунок 3.25. Графіки порівняння генерованого (червона лінія) та розсіяного тепла (синя лінія) в гальмах дисково-колодкової гальмівної системи.

Ступінь розсіювання тепла в середовищі шляхом конвекції була пропорційна розміру поверхні розсіювання і швидкості обертання елемента (барабана або диска). Інтенсивність конвекційного тепла при гальмуванні

зменшувалася через зменшення вільної конвективної поверхні диска або барабана в результаті їх контакту з колодками або колодками.

Для проаналізованих моделей загальна площа барабанів становила $12,35 \text{ м}^2$, а черевиків – $4,02 \text{ м}^2$, тоді як у випадку дисків загальна площа становила $38,4 \text{ м}^2$, а колодки – $0,61 \text{ м}^2$. Під час гальмівного контакту це означало зменшення вільної конвективної поверхні на 32,56% у випадку барабанно-колодкової гальмівної системи та лише на 1,58% у випадку дисково-колодкової гальмівної системи.

3.3. Вплив теплової енергії від тертя гальмування на механічні процеси екстреної зупинки шахтного підйомника

На підставі результатів викладеного вище аналітичного комп'ютерно-експериментального дослідження проаналізуємо зміну механічних процесів і властивостей гальм від впливу утворюваної теплової енергії інтенсивного тертя під час екстреної зупинки руху шахтного підйомника.

З практики експлуатації підйомних машин, добре відомо, що механічні процеси тертя залежать від нагрівання елементів гальмування під час екстреної зупинки рухомої частини, що викликає термічні напруження через різні коефіцієнти теплового розширення матеріалів гальм. На рисунку 3.26а показано вплив тепла на механічне напруження для гальмівної пари барабана і колодки при гальмуванні.

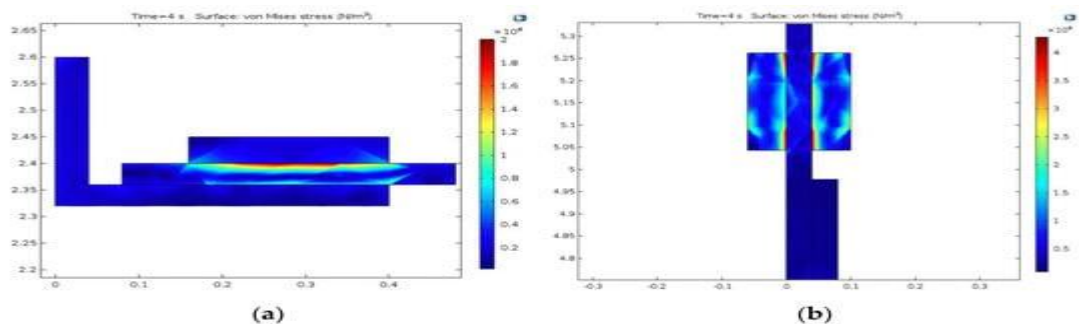


Рисунок 3.26. Діаграми розподілу температури, що впливає на механічне напруження для: (а) пари барабан і черевик; (б) пари дисків і колодок.

Найбільше напруження виникло на зовнішній поверхні гальмівного барабана при контакті з колодкою із значенням $2 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$, що нижче межі текучості матеріалу $3,2 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$ для барабану. Це означає, що матеріал гальмівного барабану не був не зворотно деформований там механічний ресурс.

Внаслідок цього також виникають істотні зміни у механічних напруженнях, що викликають деформації. На тих же самих моделях COMSOL, створених для кожної гальмівної системи та використаних для теплового моделювання проведено механічне моделювання, за допомогою модуля SolidMechanics, щоб знайти напруження для елементів обох моделей гальм одночасно для $t = 4 \text{ с}$.

Механічне напруження для гальмівної пари «диск-колодка» показано на малюнку 3.26b, де максимальне значення $4 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$ спостерігається в напрямку до країв гальмівної колодки на поверхні контакту з диском. Це значення також знаходяться до межі текучості матеріалу диску $5,5 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$.

Зміна часу для механічного напруження у барабані (що відповідає трьом досліджуваним точкам) зображено на малюнку 3.27a, а для диска – на рисунку 3.27b. Видно, що найбільше механічне напруження для барабанної гальмівної системи виникало в середній точці, а для всіх трьох досліджуваних точок максимальні значення припадали до моменту зупинки обертання гальмівного барабана. Механічне напруження в дискових гальмівних системах було на 25-30% нижчим, а ніж у барабанних.

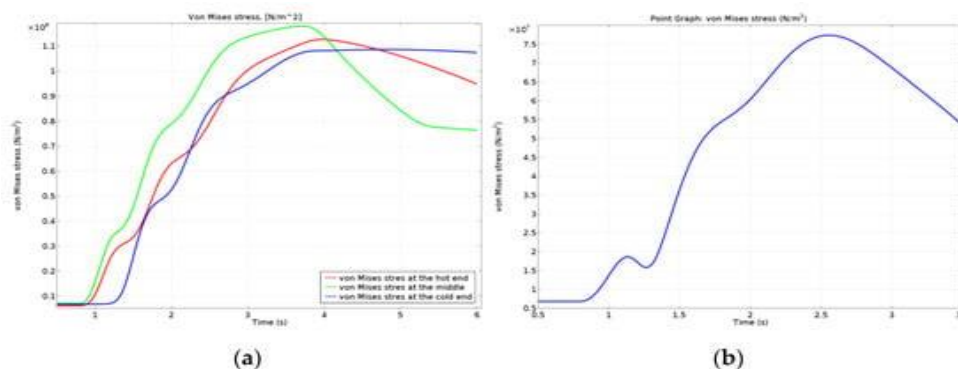


Рисунок 3.27. Графіки зміни напруження в часі для: (a) барабану; (б) диску.

Що стосується механічних деформацій гальмівних елементів для обох моделей, то результати представлені в поперечних перерізах на рисунку 3.28. У випадку барабанно-колодкової гальмівної системи найбільша деформація в поперечному перерізі гальмівної пари виникла в напрямку зовнішньої межі барабану, як показано на малюнку 3.28a із значенням 0,45 мм.

Деформація дисково-колодкової гальмівної системи, також у поперечному перерізі, показана на рисунку 3.28b. Вона мала максимальне значення 0,25 мм і була розташована на зовнішньому діаметрі диска ближче до краю.

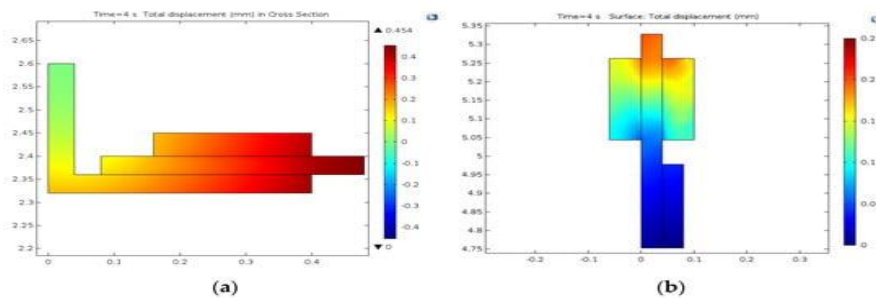


Рисунок 3.28. Діаграма деформації поперечного перерізу для: (a) пари барабан-башмак; (b) пари дисків і колодок.

Механічні деформації представлені в цілому на повній моделі на рисунку 3.29 для обох типів гальмівних систем.

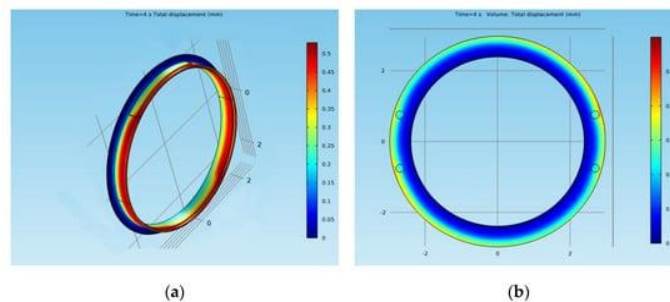


Рисунок 2.29. Загальна діаграма деформацій для: (a) пари барабана та башмака; (b) пари дисків і колодок.

Для моделей барабанних гальмівних систем найбільша деформація відбулася в гарячій точці барабана, а найменша – у середній точці, оскільки гальмівна колодка не дозволяла барабану деформуватися далі, що пояснює утворення максимального механічного напруження, що описано раніше. Для

всіх трьох точок деформації барабанної гальмівної системи були більші, а ніж у дисковій.

Зміна часу деформації для барабана (що відповідає трьом досліджуваним точкам) показана на рисунку 3.30а, а для диску – на рисунку 3.30б.

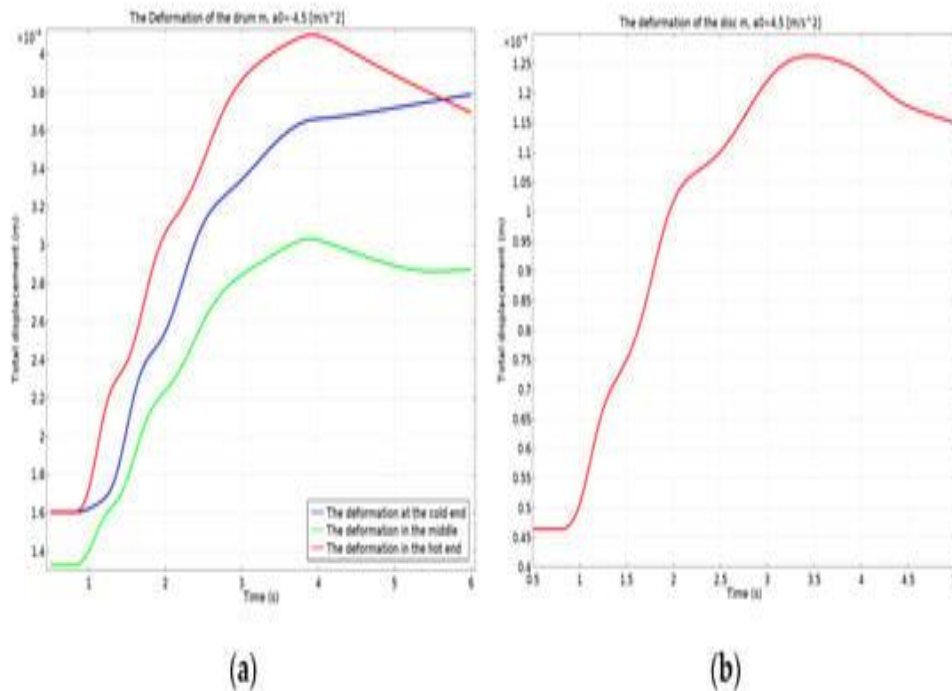


Рисунок 3.30. Графіки зміни механічних деформацій в часі для: (а) барабанно-башмакової системи; (б) система дисків і колодок.

Таким чином, має сенс зазначити, що наведені результати комп'ютерного моделювання ще треба порівняти з реальними експериментальними даними, але їх отримати складно, оскільки екстрене гальмування головної підйомної машини в шахті здійснити не можливо, то комп'ютерне моделювання дає можливість визначити орієнтовні межі зміни механічних характеристик напруженості матеріалів гальм під дією нагріву від тертя, що є вагомим для заходів з безпечної експлуатації головного шахтного підйому.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Загальні висновки з проведеного дослідження такі. На підставі аналізу викладених результатів комп'ютерного моделювання станів гальм зазначимо, що у процесі гальмування шахтної підйомної машини кінетична енергія руху системи перетворюється на тепло від тертя в основних активних і пасивних елементах механізмів гальмування.

Визначено, що для удосконалення систем гальмування підйомних машин треба обов'язково урахувати вплив занадто високих температур нагріву гальм від екстреного гальмування підйомної машини, що призводять до зниження ефективності механічної дії гальмування і ведуть до підвищеного зносу елементів (колодок, барабанів, дисків) гальмівної системи.

Загальна теплова пропускна здатність гальмівних елементів завдяки їх теплопровідності пов'язана з характеристикою фрикційних матеріалів, що є важливим для визначення форми і конструкції елементів гальм підйомної шахтної машини, які треба враховувати при комп'ютерному проектуванні.

Дослідженням встановлено, що композитні фрикційні матеріали, які використовуються для активних елементів, таких як гальмівні колодки, мають нижчу провідність, ніж металеві матеріали пасивних елементів (барабани та диски). Це означає, що барабани та диски відіграють основну роль у розсіюванні тепла від тертя, що виникає в результаті гальмування, особливо екстремального. Тому вивчення закономірностей їх теплового стану в процесі тертя є важливим в залежності від часу. У разі екстреного гальмування шахтних підйомників відбувається миттєве збільшення тепла від тертя, доки швидкість не буде нульовою. Результатами проведеного моделювання визначено, що при гальмуванні температура поверхні металу гальм досягає приблизно 97°C для диску та 159°C для барабану. Важливо, що це тепло може розсіюватися за рахунок конвекції та випромінювання елементів гальмівної системи відповідно до їх конструкції, але варто розробити додаткові пристрої для охолодження гальм, особливо колодок.

Визначено, що проектування на основі комп'ютерного моделювання процесів гальмування головної шахтної машини в залежності від форми гальмування, як повторного, так і послідовного, дозволяє виявити дії, що призводять до інтенсивного нагрівання фрикційного матеріалу гальмівної колодки і навіть можуть призвести до її критичного стану та руйнування. У випадку з дисково-колодковими гальмівними системами цього недоліку можна уникнути шляхом послідовного контролю систем приводу гальмівних дисків, щоб досягти оптимальних температур і рівномірного зносу накладок колодок за рахунок періодичної зміни порядку, в якому колодки вступають в дію з поверхнями диску.

Комп'ютерне моделювання також виявило, що крім теплової енергії в результаті екстреного гальмування до зупинки, виникає динамічний процес зміни температури в часі, що важливо знати для проектування пристроїв спеціального охолодження гальм.

В дослідженні для порівняння температур активних і пасивних елементів гальмівної системи створювалися зміни в температурі для певних моментів під час гальмування та представлення зон тепла у поперечному перерізі. На підставі цього сформовано уяву, що активні елементи гальм (колодки) мають вищі температури, ніж пасивні (барабан і диск). Порівнюючи температури елементів, було виявлено, що температура колодки вища за температуру барабану в середньому на 30%.

На основі комп'ютерного термічного аналізу моделей гальм шахтної підйомної машини в обох конструктивних варіантах отримано результати стосовно загального механічного напруження гальмівних пар. У випадку барабанної гальмівної системи найбільше напруження виникало на її зовнішній поверхні при контакті з колодкою із значенням $2 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$. Напруження у випадку дискової гальмівної системи мали максимальне значення $4 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$, що розташовані на краях колодки та поверхні контакту з диском. В обох випадках ці напруження залежали від межі текучості матеріалів гальм.

Визначено, що для проектування елементів системи гальмування шахтної підйомної машини також важливими є результати щодо змін механічних деформацій барабану та диску а процесі гальмування. У випадку барабанно-колодкової гальмівної системи максимальна деформація виникла до зовнішньої межі барабану у зоні товщиною 0,45 мм. Для дисково-колодкової гальмівної системи максимальне значення деформації було меншим, ніж у барабана, і становило 0,25 мм і було розташоване в зоні на зовнішньому діаметрі диску ближче до краю.

Встановлено, що більш високі температури та деформації створюються у випадку барабанних гальм, які вимагають частішого обслуговування, що підвищує експлуатаційні витрати. У випадку системи барабан і башмак було визначено, що найбільша деформація внаслідок тепла від тертя сталася в поперечних перерізах на зовнішній межі барабану. Така обставина призводить до нерівномірного контакту між барабаном і колодкою, що знижує ефективність гальмування та викликає ненормальний знос накладок гальмівної колодки.

У дисково-колодкових гальмівних системах деформація дисків була радіальною, що не впливало на рівномірність контакту колодок і дисків, тому ефективність гальмування була кращою, а знос дисків і колодок був меншим. Зношення матеріалів було більш однорідним уздовж контактної поверхні.

На підставі зазначеного прогнозуємо, що можливими напрямками подальших досліджень мають стати вивчення механізмів зносу фрикційних накладок як активних компонентів гальм підйомної машини від дії тепла нагріву в процесі тертя, а також пошук відповідних матеріалів для поверхонь контакту і розробка різних пристроїв охолодження гальм.

Важливо також звернути увагу, що для кожного шахтного підйомника вантажі, що транспортуються, відомі для кожного робочого циклу. На основі цих даних можна визначити механічні навантаження та відповідний тепловий режим гальм для нормальної їх роботи протягом заданого часу.

Має сенс підкреслити, що комп'ютерне моделювання означених процесів дозволяє прогнозувати можливі зміни у властивостях матеріалів елементів гальмівної системи, що є також важливим напрямком досліджень стосовно конструкцій елементів гальм, які здатні переносити екстремальне гальмування.

За нашим переконанням, програмне забезпечення САПР SolidWorks та COMSOL Multiphysics дозволяють розширити моделювання теплових та механічних явищ для різних конструкцій гальм і властивостей матеріалів, що робить проектування шахтних підйомних машин більш розширеним дослідженням для підвищення ефективності інженерної – конструкторської праці.

Джерела інформації

1. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.; общ. ред. Б. А.Грядущий, В. А. Корсун. - Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007.— 624 с.
2. Shafts and hoists that increase productivity URL:
<https://www.stantec.com/en/services/shafts-hoisting-systems> (дата звернення 10.09.2023).
3. Shaft Conveyance Systems for Heavy Loads in Mining. URL:
<https://www.bergbaukalender.de/navi.php?k=254&Sortierung=6&af=9> (дата звернення 12.09.2023).
4. Mine hoist systems. URL:
<https://new.abb.com/mining/underground-mining/mine-hoist-systems> (дата звернення 13.09.2023).
5. Increase mine productivity through better shaft and hoist operation **URL**:
<https://www.mining.com/sponsored-content/increase-mine-productivity-better-shaft-hoist-operation/> (дата звернення 14.09.2023).
6. Mine Hoist Systems. URL:
<https://www.mining-technology.com/contractors/winding/abb/> (дата звернення 19.09.2023).
7. Mine Hoist. URL:
<https://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Mine+Hoist> (дата звернення 30.09.2023).
8. Key Features of CITIC HIC's Complete Mine Hoist System URL:
<https://citicheavyindustries.com/mine-hoists.html> (дата звернення 20.09.2023).
9. Control of mine hoist braking. URL:
<https://patents.google.com/patent/US3578817> (дата звернення 21.09.2023).
10. Hamrin, H.; Hustrulid, W.; Bullock, R. Underground mining methods and applications. In *Underground Mining Methods: Engineering Fundamentals and International Case Studies*; Society for Mining, Metallurgy & Exploration Inc.: Englewood, CO, USA, 2001; pp. 3–14.

11. Zabolotny, K.; Zhupiev, O.; Molodchenko, A. Analysis of current trends development of mining hoist design engineering. In *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*; Pivnyak, G., Bondarenko, V., Kovalevska, I., Eds.; Taylor & Francis Groups: London, UK, 2015; pp. 175–178.
12. Popescu, F.D.; Radu, S.M. *Vertical Hoist Systems, New Trends Optimizations*; LAP LAMBERT Academic Publishing: Saarbrücken, Germany, 2013.
13. Talati, F.; Jalalifar, S. Analysis of heat conduction in a disc brake system. *Heat Mass Transf.* 2009, 45, 1047–1059.
14. Yevtushenko, A.A.; Kuciej, M. One-dimensional thermal problem of friction during braking: The history of development and actual state. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2012, 55, 4148–4153.
15. Yevtushenko, A.A.; Kuciej, M.; Topczewska, K. Effect of the temporal profile of the friction power on temperature of a pad-disc brake system. *J. Theor. Appl. Mech.* 2019, 57, 461–473.
16. Jian, Q.; Shui, Y. Numerical and experimental analysis of transient temperature field of ventilated disc brake under the condition of hard braking. *Int. J. Therm. Sci.* 2017, 122, 115–123.
17. Ghadimi, B.; Sajedi, R.; Kowsary, F. 3D investigation of thermal stresses in a locomotive ventilated brake disc based on a conjugate thermo-fluid coupling boundary conditions. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 2013, 49, 104–109.
18. Bashir, M.; Qayoum, A.; Saleem, S. Analysis of frictional heating and thermal expansion in a disc brake using COMSOL. *J. Phys. Conf. Ser.* 2019, 1240, 012094.
19. Heat Generation in a Disc Brake Solved with COMSOL Multiphysics 4.3a. URL: <https://cdn.comsol.com/wordpress/2013/02/Step-by-step-guide-for-modeling-heat-generation-in-a-disc-brake.pdf> (accessed on 28 December 2020).
20. Heat Generation in a Disc Brake Created in COMSOL Multiphysics 5.6. online: URL https://www.comsol.com/model/download/818061/models.heat.brake_disc.pdf (accessed on 28 December 2020).

21. Singh, H.; Shergill, H. Thermal Analysis of Disc Brake Using Comsol. *Int. J. Emerg. Technol.* 2012, 3, 84–88.
22. Satope, S.; Bote, A.K.; Rawool, S.D. Thermal Analysis of Disc Brake. *Int. J. Innov. Res. Sci. Technol.* 2017, 3, 68–73.
23. Popescu, F.D.; Radu, S.M.; Andraş, A.; Brînaş, I. Numerical Modeling of Mine Hoist Disc Brake Temperature for Safer Operation. *Sustainability* 2021, 13, 2874.
24. Andraş, A.; Brînaş, I.; Radu, S.M.; Popescu, F.D.; Popescu, V.; Budilică, D.I. Investigation of the Thermal Behaviour for the Disc-Pad Assembly of a Mine Hoist Brake Using COMSOL Multiphysics. *Acta Tech. Napoc.-Ser. Appl. Math. Mech. Eng.* 2021, 64, 227–234.
25. MINE HOIST CONTROL SYSTEMS. URL: <https://arlweb.msha.gov/s&hinfo/paper1.htm> (дата звернення 10.10.2023).
26. Rutherford R.P. United States Department of Labor. Mine Safety and Health Administration. Coal Mine Hoisting Accidents. [50.2(h)(11),30 CFR], Forth Quarter, 1991. May 19, 1992.
27. Barkand T.D. Investigation of the accident and installation and testing of dynamic braking on the main elevator at Duquesne Light, Warwick Mine, #3 North Portal. MSHA. Mine Electrical Systems C-052287-12. May 1987.
28. Barkand T.D. Ascending elevator accidents: Give the miner a brake. *IEEE Trans. Industry Applications*, vol. 28, no. 3, May/June 1992.
29. Правила безопасної експлуатації електроустановок потребителів. ДНАОП 0.00-1.21- 98.— К.: Основа, 1988.— 380 с.
30. Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів. Затверджено наказом Міністерства палива та енергетики 25.07.06 № 258. Зареєстровано Міністром України 25.10.06 № 1143/13017,- К.: «НТУКЦ» АЕЕ, 2006.
31. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. Изд. 2-е, переработанное и дополненное / Бежок В.Р., Чайка Б.Н., Кузьменко Н.Ф. и др.— М.: Недра, 1982,- 391 с.
32. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту шахтных

подъемных установок / Пристром В.А., Манец И.Г. и др.— М.: Недра, 1983.— 231 с.

33. Неисправности шахтных подъемных установок. Изд. 2-е переработанное и дополненное / Бежок В.Р., Грузутан Р.Я., Калинин В.Г. и др.— М.: Недра, 1991.— 368 с.

34. Завгородний В.И., Беляк В.Л. Повышение безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок при многослойной навивке каната на барабан подъемной машины // Безопасность труда в промышленности,— 2004.— № 6.— С. 41—44.

35. Хюзер Р. Повышение производительности установки главного подъема путем увеличения полезной нагрузки восточного скипового отделения // Глюкауф. На русском языке,— 2004,— № 2(3).— С. 24-29.

36. Самородов А.И. Повышение надежности подъемных установок, находящихся в длительной эксплуатации // Уголь Украины.— 1997,— № 11.— С. 10—12.

37. Толошний С.И. Диагностирование технического состояния элементов тормозных устройств шахтных подъемных машин / В сб. научных трудов «Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок» № 94.— Донецк: НИИГМ имени М.М.Федорова, 2001,— С. 162-169..

38. Дебелый В.Л., Лебедев В.П., Кирбаба Е.А. Замена подъемных машин МК 5х4 в башенном копре скипового ствола шахты «Комсомолец Донбасса» // Уголь Украины.— 2005.— № 3.— С. 30-31.

39. Пахомов П.И., Фролов А.В. Методы и технические средства повышения безопасности эксплуатации рудничных подъемов: Монография,— Бишкек: КРСУ, 2000,— 172 с.

40. Опыт создания шахтных подъемных машин в АО «НКМЗ» / Граматный В.М., Попов Г.И., Кулик О.Е., Баранов Н.Я. // Горные машины и автоматика,— 2003.— № 8.

41. Корзун А.В., Байсаров Л.В., Янко С.В., Солдатов В.И. Опыт модернизации скипового подъема шахты // Уголь Украины,— 2002.— № 12.