

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.591

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.20

ВЗАЄМОЗАЛЕЖНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМ

Фідровська Н. М.¹, Вольченко Д. О.², Кіндрачук М. В.³, Бекіш І. О.²,
Бурава О. С.², Ніщук В. В.²¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу³Київський національний авіаційний університет

Анотація. Матеріали статті містять такі питання: конструкція та робота стрічково-колодкового гальма бурової лебідки; взаємозв'язок гальмівного моменту з конструктивними параметрами фрикційних вузлів гальм; аналіз гальмівних моментів, що реалізуються фрикційними вузлами гальм; температурні градієнти й темпи нагрівання та охолодження металевих фрикційних елементів гальм; обговорення результатів. Теоретичні та експериментальні дослідження взаємозв'язку гальмівних моментів, що розвиваються фрикційними вузлами різних видів гальм, з їх конструкційними та експлуатаційними параметрами дали змогу встановити таке. Величини гальмівних моментів, що розвиваються фрикційними вузлами різних видів гальмівних пристроїв, та вплив на них конструктивних параметрів. Зміна градієнтів гальмівних моментів для найбільш навантажених пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Величини локальних температурних градієнтів на початку та в кінці гальмування транспортних засобів і бурових лебідок для визначення термічних напружень у металевому фрикційному елементі. Зниження термічного напруження металевих фрикційних елементів стрічково-колодкового гальма: завдяки технологічним рішенням шляхом розроблення методу оптимізації керування спуско-підйомними операціями, що підвищило довговічність фрикційних пар в окремих випадках до 25 %; температурний градієнт за товщиною обода шківів становив без вимішеного охолодження 25 °С, а в разі охолодження – 15 °С. Лінійне зношування накладок за умови охолодження та оптимального режиму керування гальмом зменшилось в середньому на 18 %; конструктивні рішення – способом використання ефекту охолодження в конструкції металевих фрикційних елементів – дають змогу підвищити їх довговічність у деяких випадках до 20 %.

Ключові слова: стрічково-барабанно-дисково-колодкові гальма, конструктивні та експлуатаційні параметри фрикційних вузлів гальм.

Вступ

Особливостями швидкозмінних процесів, що мають місце як на поверхневих, так і приповерхневих шарах пар тертя гальма, є виняткове розмаїття можливих форм їх прояву та наявність взаємозв'язку між ними. Так, зусилля, що прикладаються до гальмівної стрічки у фрикційному вузлі (один фізичний процес), породжують цілий ланцюжок електротермомеханічних процесів, явищ та ефектів: виникнення імпульсних нормальних і дотичних сил, перерозподіл імпульсних нормальних навантажень, перехід від статичного до імпульсного гальмівного моменту, генерування на поверхнях мікроступів електричних і теплових струмів із подальшим їх акумулюванням і розсіюванням в навколишнє середовище, виникнення поверхневих і об'ємних температурних градієнтів, і

як наслідок, установлення температурних границь, що впливають на змінні величини фрикційного елемента. Усе це сприяє появі та розвитку сітки мікротріщин на робочій поверхні обода гальмівного шківів.

Аналіз публікацій

У роботі [1] показано визначення коефіцієнта теплопередачі через пластину, що омивається з обох боків повітрям. У цьому разі враховувалися складові термічні опори тепловіддачі та термічний опір теплопровідності для визначення коефіцієнта теплопередачі. Не зазначено, що термічний опір тепловіддачі має фіктивний характер.

Стосовно нагрівання та охолодження ізотропного тіла автор запропонував три теорем [2], які свідчать про таке:

- для системи тіл має місце регуляризація температурного поля, тобто швидкість зміни логарифму надлишкової температури однакова для всіх точок системи (перша теорема);

- темп охолодження (нагрівання) m ізотропного тіла за умови кінцевого значення коефіцієнта тепловіддачі α пропорційний добутку площі зовнішньої поверхні S тіла та коефіцієнту тепловіддачі й обернено пропорційний повній теплоємності C тіла (друга теорема);

$$m = \psi \frac{\alpha S}{C}, \quad \psi = \frac{(t_{per})_S}{(t_{per})_V}, \quad (1)$$

де ψ – коефіцієнт пропорційності, що дорівнює відношенню середньоповерхневої надлишкової температури $(t_{per})_S$ тіла до його середньооб'ємної надлишкової температури $(t_{per})_V$ у стадії регулярного режиму;

- граничне значення темпу охолодження m_∞ та температуропровідність α матеріалу прямо пропорційні (третя теорема):

$$\alpha = K \cdot m_\infty. \quad (2)$$

Коефіцієнт пропорційності залежить лише від форми й розмірів тіла, і тому називається коефіцієнтом форми тіла.

Наводяться залежності для визначення K деяких тіл (кулі, циліндра, паралелепіпеда).

Залежності (1) і (2) отримані за умови незмінності теплофізичних параметрів тіла α , λ , C та коефіцієнта тепловіддачі a . Крім того, не були враховані властивості металевих фрикційних елементів у процесі їх нагрівання (або вимушеного охолодження), що залежать від структури матеріалів і напрямку хімічних зв'язків у кристалах.

У роботі [3] звернено увагу на термічний опір тепловіддачі від матових і полірованих поверхонь теплообміну барабанно-стрічково-й дисково-колодкових гальмівних пристроїв. Однак нічого не сказано про кондуктивний теплообмін.

Узагальнено показано перетворення неідеального контакту на ідеальний [4] за умови, що $y \rightarrow \infty$ і $B \rightarrow \infty$ (де y – коефіцієнт контактного теплообміну; B – безрозмірна теплова провідність контакту) з урахуванням коефіцієнта розподілу енергії тертя. До того ж не було розглянуто встановлений термос-

табілізаційний стан зони контактів пари тертя.

У роботі [5] запропоновано математичне моделювання трибоспрямижень «накладка – диск / шків» за оцінкою їх енергонавантажності щодо гальмівних пристроїв підйомно-транспортних машин. Уся математична модель розбивалася на підмоделі (контактну, деформаційну, кінематичну, теплову, тепловідділення, термопружну та зношування), а потім на основі виявлених зв'язків між ними проводилося об'єднання їх у єдину модель. У цьому разі було задіяно вісім експлуатаційних параметрів, що не відповідали суворій послідовності їх протікання у зазначених парах тертя дисково- та стрічково-колодкових гальмівних пристроїв.

У роботі [6] вирішене завдання оптимізації конструктивних (товщини, зовнішнього діаметра та площі бігової доріжки тертя суцільного диска) параметрів пар тертя дисково-колодкового гальма автобуса А-142 на основі методу геометричного програмування. Надалі проведено оцінку раціональних експлуатаційних параметрів (гальмівний момент, динамічний коефіцієнт тертя, поверхневих та об'ємних температур, напружено-деформованого стану, зносу фрикційних накладок) дисково-колодкових гальм за допомогою методу планування екстремальних експериментів та комп'ютерного моделювання в лабораторних та експлуатаційних умовах. Здобуті результати були використані в модульних дисково-колодкових гальмах шахтних підйомних машин.

Мета та постановка завдання

Метою роботи є встановлення взаємозв'язку гальмівних моментів, що розвиваються фрикційними вузлами гальм, з їх конструкційними та експлуатаційними параметрами.

Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути такі питання щодо вирішуваної проблеми: конструкція та робота стрічково-колодкового гальма бурової лебідки; взаємозв'язок гальмівного моменту з конструктивними параметрами фрикційних вузлів гальма; аналіз гальмівних моментів, що реалізуються фрикційними вузлами гальма; температурні градієнти та темпи нагрівання й охолодження металевих фрикційних елементів гальм; обговорення результатів.

Взаємозв'язок гальмівного моменту з конструктивними параметрами фрикційних вузлів гальма

Визначимо раціональні параметри фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (R_{III} – радіус гальмівного шківа; B – ширина обода шківа; P – середнє питоме навантаження накладок на обід шківа) для підвищення продуктивності останнього. Основним критерієм оптимальності прийняті мінімальні габарити за певної величини гальмівного моменту, зі збереженням заданого рівня працездатності гальма бурової лебідки. У вирішенні математичної моделі вихідні дані беруться із технічного завдання проєкту.

Гальмівний момент, що розвивається механічним гальмом бурової лебідки в процесі спуску бурильної колони в свердловину, виражається такою залежністю:

$$M_{\Gamma} = PR_{III}^2 B \left(1 - \frac{1}{e^{f\varphi}} \right), \quad (3)$$

де e – основа натурального логарифму; f – динамічний коефіцієнт тертя; φ – кут обхвату.

Групуючи параметри залежності (3), що встановлюють зв'язок між гальмівним моментом та основними конструктивними параметрами, а також змінними значеннями динамічного коефіцієнта тертя та кута обхвату, отримуємо нерівності

$$R_{III}^2 BP \geq \frac{M_{\Gamma_1}}{1 - \frac{1}{e^{f\varphi}}}; \quad R_{III}^2 BP \leq \frac{M_{\Gamma_2}}{1 - \frac{1}{e^{f\varphi}}}, \quad (4)$$

де M_{Γ_1} і M_{Γ_2} – максимальний і мінімальний гальмівні моменти.

Під час гальмування майже вся кінетична енергія перетворюється на теплоту (4), тому для розрахунку необхідно врахувати середню інтенсивність виділення теплоти на обід у локальній зоні q_{cp} , кутову швидкість шківа ω_3 . Залежність гальмівного моменту від вищезазначених параметрів виражається так:

$$R_{III} B \leq \frac{M_{\Gamma_3} \omega_3}{427 q_1 2\pi}, \quad (5)$$

де M_{Γ_3} , ω_3 – середні величини гальмівного моменту й кутової швидкості шківа.

$$R_{III} B \geq \frac{M_{\Gamma_3} \omega_3}{427 q_2 2\pi}. \quad (6)$$

Зв'язок між значеннями середнього радіуса обода шківа та найбільшим і найменшим його значеннями виражається за допомогою нерівностей:

$$R_{III} \geq R_2 \quad R_{III} \leq R_1. \quad (7)$$

Імпульсне нормальне навантаження пар тертя механічного гальма характеризується виразом

$$\lambda_{\Gamma} = R_{III} BP. \quad (8)$$

До того ж відношення ширини накладок і радіуса обода шківа B/R_{III} становить 0,67, як для наявних конструкцій воно дорівнює 0,35, що і є причиною виникнення термічного напруження. Це підтверджується в роботі [7] і застосовується в зарубіжній практиці. Зі збільшенням відношення B/R_{III} різниця термічних напружень зменшується, відповідно, збільшується довговічність обода шківа й накладок.

Найбільш ефективним способом боротьби з негативною дією температурних напружень є удосконалення конструктивних форм. Однак правила конструювання термостійких конструкцій часто суперечать правилам конструювання з урахуванням теплових навантажень. Так, наприклад, більш високий опір виникненню термічних тріщин в ободі шківа бурової лебідки, який має найтонший обід, оскільки в цьому випадку забезпечується менше стиснення теплового розширення, викликаний нагріванням у процесі гальмування. Водночас вимогами міцності є необхідність потовщення обода.

В основу конструювання закладено принцип, згідно з яким можна вилучати масивні елементи, що заважають вільному розширенню менш масивних нагрітих ділянок.

Для встановлення закономірностей зміни імпульсних питомих навантажень дослідження з барабанно-колодковим гальмом проводилося щодо двох випадків: за постійної величини гальмівного моменту, коли збільшення питомих навантажень досягалися зменшенням площі накладок, і за умови постійної площі накладок, коли збільшення питомих навантажень супроводжувалося збільшенням. В обох випадках збільшення питомих навантажень супроводжувалося де-

яким підвищенням температури (рис. 1). У першому випадку це пояснюється збільшенням роботи тертя, що припадає на кожен квадратний міліметр поверхні тертя накладки, у другому – зростанням інтенсивності гальмування. Численними дослідженнями доведено, що генерована теплота залежить від швидкості гальмування: що швидше гальмується машина, то вище піднімається температура поверхні тертя. У разі зменшення часу гальмування утворення теплоти відбувається за більш короткий час, і хоча теплопровідність шківів велика, вона все ж таки є кінцевою величиною, і для розподілу теплоти по масі шківів потрібен деякий час.

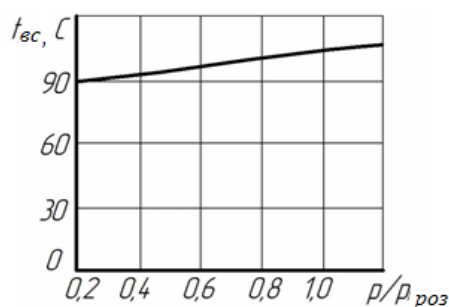


Рис. 1. Залежність установленої температури від питомого навантаження для барабанно-колодкового гальма Т-300 з чавунним шківом, якщо $A_c = 640$ Нм/с

Крім того, найбільш інтенсивне охолодження відбувається під час гальмування, а оскільки зменшується час гальмування, то зменшується й час найбільш інтенсивного охолодження. Необхідно також зазначити, що за умови зменшення часу гальмування дещо збільшується робота гальмування, оскільки, відповідно, зменшується гальмівна дія внутрішніх сил опору пари тертя. Ця обставина також сприяє збільшенню температури поверхні тертя.

Аналогічні залежності були отримані й для інших видів гальм. Так, на рис. 2, а наведені графіки залежностей для стрічкових гальм, а на рис. 2, б – для дискових гальм. Випробування останніх проводилися для чотирьох значень гальмівного моменту, що дорівнює 0,55; 6,75; 1,1 і 1,30 його номінальної величини, визначеної за умови дворазового запасу гальмування. Під час аналізу графіків на рис. 2, а та б необхідно враховувати, що по осі абсцис відкладено відношення гальмівного моменту в процесі випробування до номінального гальмівного моменту, але величина номінального гальмівного моменту

для кожного розміру гальма різна. Дослідження з дисковими гальмами показали, що в разі вилучення однієї тертьової пари, відповідно, знижувалася величина гальмівного моменту за умови тих самих питомих навантажень. У всіх випадках поверхнева температура нагрівання в разі однієї знятої пари виявлялася більш високою, ніж під час роботи гальма з повним комплектом дисків.

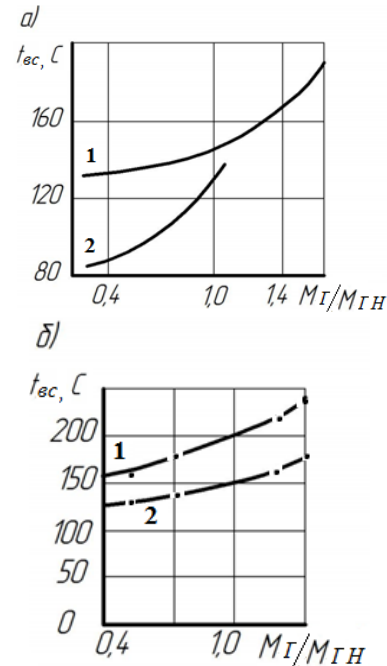


Рис. 2. Залежність установленої температури від гальмівного моменту: а – для стрічкових гальм, $A_c = 100$ Нм/с: 1 – гальмо Л-300; 2 – гальмо Л-500; б – для дискових гальм, $A_c = 100$ Нм/с: 1 – гальмо ТВ-0,5; 2 – гальмо ТВ-2

Отже, можна зробити висновок, що зменшення поверхонь тертя ефективніше підвищує температуру нагріву, ніж зменшення питомого навантаження, що може пояснюватися покращенням умов тепловіддачі зі збільшенням числа дисків. Однак збільшення числа дисків призводить до неодмінного збільшення гальмівного моменту, яке не може бути компенсовано збільшенням питомих навантажень у парах тертя гальма.

Взаємозв'язок гальмівного моменту з конструктивними параметрами фрикційних вузлів дисково-колодкового гальма, що самовентильується, наведено в роботі [8].

На рис. 3 проілюстрована закономірність зміни гальмівного моменту, що розвивається дисково-колодковим гальмом з серійними та охолоджуваними елементами самовентильованими дисками вантажного транспортного засобу моделі MAN, від конструктивних

удосконалень їх бігових доріжок тертя та динамічного коефіцієнта тертя, що реалізується. Графічна залежність показує, що гальмівний момент незначно змінюється. Відомо, що гальмівний момент суттєво залежить від енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

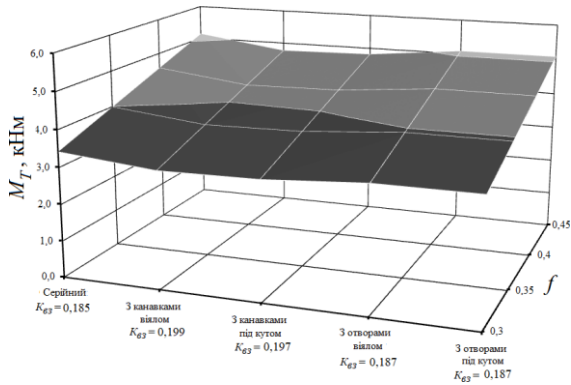


Рис. 3. Залежність гальмівного моменту, що розвивається самовентильованим дисково-колодковим гальмом з елементами охолодження, від динамічних коефіцієнтів тертя вантажного транспортного засобу марки MAN

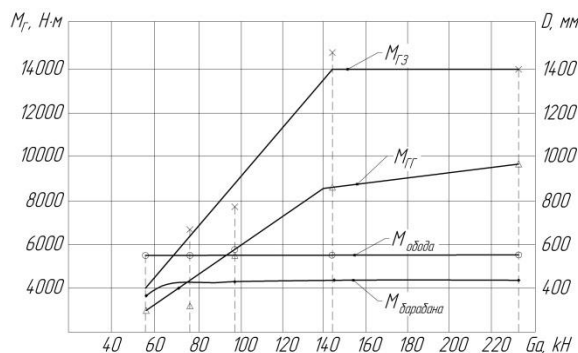


Рис. 4. Залежність гальмівного моменту, що розвивається барабанно-колодковими гальмами транспортних засобів, від їх ваги за умови заданих діаметрів гальмівних барабанів [8]

На рис. 4 гальмівний момент $M_{TГ}$ відповідає величині передньої осі, а M_{T3} – задньому мосту в разі однакових діаметрів гальмівних барабанів та їх ободів.

Перейдемо до аналізу гальмівних моментів, що реалізуються фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма.

Конструкція та робота стрічково-колодкового гальма бурової лебідки

До немасивних металевих фрикційних елементів гальм належать гальмівні диски й

барабани. Перші мають коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя до 0,25, а другі – до 0,65. Одне дисково-колодкове гальмо двосторонньої дії має дві фрикційні накладки, а барабанно-колодкове гальмо – чотири накладки. Немасивні металеві фрикційні елементи гальм мають вагу від 25,0 до 250,0 кг.

Для оцінювання енергонавантаженості пар тертя гальмівних пристроїв потрібно знати геометричні параметри пар тертя та їх форму; теплофізичні характеристики матеріалів; початкові та граничні умови; максимальну енергонавантаженисть металевих фрикційних елементів та їх теплообмінну здатність, яка полягає у тепловій взаємодії між їх частинами, що викликає конвективний і радіаційний теплообмін із поверхонь тіл, а також допустиму температуру для матеріалів полімерної накладки [7].

Ці чотири умови називаються умовами однозначності, а сукупність початкової та граничних умов – крайовими умовами.

Енергонавантаженисть робочих поверхонь обода шківів й барабана, а також бігової доріжки тертя дисків (суцільного та самовентильованого) залежить від їх металоємності. Що менше остання, то швидше прогріється той чи інший металевий фрикційний елемент. Крім того, на ефективність конвективного й радіаційного теплообміну впливає співвідношення площ матових і полірованих поверхонь металевих елементів. До того ж зазначені види теплообміну залежать від кондуктивного теплообміну.

Проаналізуємо вагові співвідношення гальмівного шківів бурової лебідки У2-5-5. Відношення ваги обода шківів до ваг реборд і кріпильного виступу становить 10,11 і 4,33 відповідно. У цьому разі відношення ваги кріпильного виступу до реборд дорівнює лише 2,26. Якщо розглядати гальмівний барабан транспортного засобу КрАЗ-250, зазначені вагові співвідношення становлять 1,52; 1,66 та 2,53 відповідно. У гальмівному барабані розглядається фланець.

Зупинимося на конструкції та роботі стрічково-колодкового гальма бурової лебідки через його велику динамічну та теплову навантаженисть.

Згідно з кінематичною схемою (див. рис. 5, а, б) фрикційні накладки 3 встановлені на гальмівних стрічках 2, які одним кінцем [з боку забігаючої гілки (II) стрічки] прикріплені до балансира 11, а іншим [з боку набігаючої її гілки (1)] – до мотилевих шийок 6 і 9 колінчастого вала 10.

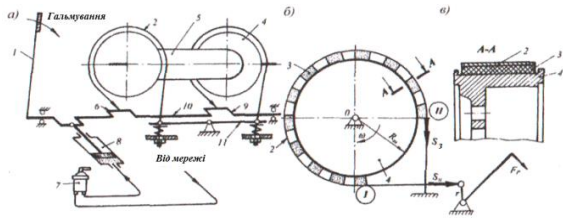


Рис. 5. Загальний вигляд бурової лебідки (а), схема стрічково-колодкового гальма (б) та його фрикційний вузол (в)

Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють у такий спосіб. Переміщення рукоятки 1 здійснюється поворот колінчастого вала 10, унаслідок якого бурильник затягує гальмівні стрічки 2 з фрикційними накладками 3, і вони сідають на гальмівні шківні 4. Процес гальмування стрічково-колодковим гальмом характеризується такими стадіями: початковою (першою), проміжною (другою) і кінцевою (третьою). Зупинимося на кожній із них окремо.

На стадії гальмування фрикційні накладки 3 розміщені в середній частині гальмівної стрічки 2, взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківні 4. Фронт взаємодії розширюється в бік фрикційних накладок 3 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 2.

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим поширенням фронту взаємодії в бік фрикційних накладок 3 гальмівної стрічки 2 збігаючої гілки (II).

Кінцева стадія гальмування визначається тим, що майже всі нерухомі накладки 3 гальмівної стрічки 2 взаємодіють із робочою поверхнею шківні, що обертається 4. Під час пригальмовування послідовність входження поверхонь тертя в контакт повторюється. Повний цикл гальмування завершується зупинкою гальмівних шківні 4 з барабаном 5. Керування гальмом бурової лебідки здійснюють також подачею стисненого повітря через кран 7 бурильника пневматичного циліндра 8, шток якого з'єднаний з однією з мотилевих шийок 9 колінчастого вала 10. Величина тиску стисненого повітря в пневмоциліндрі 8 регулюється поворотом 7 крана бурильника.

За умови нерівномірного зношування фрикційних накладок 3, установлених на стрічках 2, балансир 11 у момент гальмування дещо відхиляється від горизонтального положення й вирівнює навантаження на збігаючій гілці (II) гальмівних стрічок 2, забезпечуючи рівномірний і одночасний обхват

ними гальмівних шківні 4. Завдяки кульовим шарнірам реалізація навантажень від гальмівних стрічок 2 до балансира 11 у цьому разі не змінюється.

Найбільш слабкою ланкою в гальмівному вузлі є фрикційні накладки. Вони виготовляються у вигляді окремих деталей, які можуть кріпитися різними способами (наприклад, за допомогою вусиків) до відносно гнучкої сталеві стрічки. По суті обхвату гальмівною стрічкою шківні встановлюють фрикційні накладки з постійним і змінним кроком. У процесі встановлення на стрічці накладок із постійним кроком їх кількість завжди парна (12; 16; 18; 20; 22; 26). За умови змінного обхвату це число може бути непарним.

Загальна кількість фрикційних накладок на гальмівній стрічці залежить від їх геометричних параметрів, а також від того, який кут обхвату гальмівною стрічкою робочі поверхні гальма шківні реалізується в стрічково-колодковому гальмі бурової лебідки.

У виборі конструктивного варіанта нових фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма необхідно зважати на задані умови й режим його експлуатації.

Аналіз гальмівних моментів, що реалізуються фрикційними вузлами гальма

Дано аналіз закономірностей зміни гальмівних моментів по довжині стрічки гальма, яка розбита на три ділянки з 1-ї до 7-ї; з 7-ї до 15-ї накладки; з 15-ї до 22-ї накладки (рис. 6).

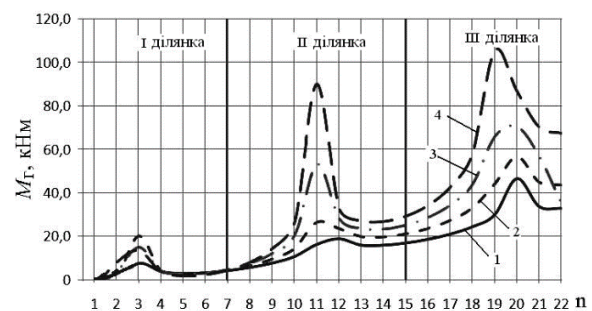


Рис. 6. Закономірності зміни гальмівного моменту на кожній накладці гальмівної стрічки

У кожній із ділянок спостерігаються сплески гальмівних моментів, які мають максимальні значення на третій, одинадцятій (якщо $f = 0,2$ максимум змішаний на 12 накладку) і дев'ятнадцятій накладках. Щодо останньої накладки зсув максимальних величин гальмівних моментів за умови

значень $f = 0,2; 0,25$ та $0,3$ відбувається на двадцятку накладку.

У табл. 1 наведені моментні характеристики накладок стрічки гальма за їх мінімальних та максимальних значень.

Наведемо аналіз величин гальмівних моментів окремо на кожній ділянці гальмівної стрічки за конкретними фрикційними накладками в разі зміни динамічного коефіцієнта тертя з $0,2$ до $0,35$.

Таблиця 1 – Моментні характеристики фрикційних накладок стрічки стрічково-колодкового гальма

Значення f для								Номери накладок	Значення f			
0,2	0,25	0,3	0,35	0,2	0,25	0,3	0,35		0,2	0,25	0,3	0,35
мінімальних				максимальних					Значення градієнтів гальмівних моментів, кНм/м			
величин гальмівних моментів, кНм												
0,07	1,095	3,54	7,94	7,46	20,01	14,91	13,43	3	62,1	166,8	124,2	111,9
								6	25,6	25,46	24,35	19,53
								7	33,6	35,83	38,22	36,44
5,49	6,35	7,48	8,06	18,78	26,38	53,24	90,04	11	134,8	219,8	443,7	750,4
								15	140,2	174,6	209,1	243,7
18,52	23,44	28,64	34,23	46,64	56,46	70,54	105,4	19	249,3	366,2	548,6	878,4
								20	388,7	470,5	587,8	723,3

Визначимо спочатку співвідношення динамічних коефіцієнтів тертя $0,25/0,2 = 1,25$; $0,3/0,25=1,2$ та $0,35/0,3=1,16$, тобто їх величини зменшуються. До того ж за умови мінімальних значень гальмівних моментів їх співвідношення в зонах гальмівної стрічки становлять у першій – $15,64; 3,23$ та $2,27$; у другій – $1,16; 1,8$ та $1,08$; у третій – $1,27; 1,22$ і $1,19$ (за вищезгаданих співвідношень динамічних коефіцієнтів тертя).

Найбільш стабільними є співвідношення мінімальних гальмівних моментів у третій зоні, оскільки вони майже рівні співвідношенню динамічних коефіцієнтів тертя. У другій зоні співвідношення мінімальних гальмівних моментів змінюються від $1,08$ до $1,8$, а в першій зоні – від $2,24$ до $15,6$.

Щодо співвідношень максимальних гальмівних моментів, то вони змінюються на ділянках гальмівних стрічок таким чином: на першій – $2,68; 1,40$ та $1,211$; на другій – $0,745; 2,02$ та $1,25$; на третій – $1,25; 1,69$ та $1,49$. Найбільш близькими за величиною співвідношення щодо динамічних коефіцієнтів тертя є співвідношення максимальних гальмівних моментів, що розвиваються накладками третьої ділянки стрічки.

Аналіз величин градієнтів гальмівних моментів, що розвиваються третьою накладкою (перша ділянка стрічки) згідно з табл. 1, показує, що має місце коливання їх значень від $62,1$ до $166,8$ кНм/м, а співвідношення змінюються від $0,745$ до $2,686$. Найбільш стабільні величини співвідношень мають градієнти гальмівних моментів, що розвиваються двадцяткою накладкою (третя ділянка

стрічки), які становлять $1,21; 1,25$ та $1,23$ за умови співвідношень динамічних коефіцієнтів тертя $1,25; 1,2$ та $1,16$.

Використання нового експлуатаційного параметра, яким є градієнт гальмівних моментів, що розвиваються парами тертя «гальмівний шків – фрикційна накладка», дає змогу оцінювати їх величини за кожною фрикційною накладкою гальмівної стрічки.

Температурні диски, барабани та шківів різних типів з їх локальними температурними градієнтами

Рівень енергонавантаженості металополімерних пар тертя трибосистем залежить від їх поверхневих і об'ємних температурних градієнтів. Зупинимося на поверхневих і об'ємних температурних градієнтах різних типів гальмівних дисків, барабанів та шківів згідно з табл. 2. Проаналізуємо поверхневі та об'ємні температурні градієнти суцільних і самовентильованих гальмівних дисків у процесі попередніх етапів випробувань типу I та II дисково-колодкових гальм автобуса БАЗ А079.33. На першому типі випробувань мало місце імпульсне підведення теплоти до пар тертя через взаємодію плям контактів їх мікрорівнів, а на другому типі випробувань – тривале підведення теплоти.

Умовою виникнення температурних градієнтів у гальмівному диску будь-якого типу є дотримання нерівності $\Delta t_{II} > \Delta t_V$ (приріст поверхневої температури Δt_{II} в тілі диска завжди більший за приріст об'ємної температури Δt_V в тілі диска). У цьому разі необхідно враховувати такі обмеження:

[10,0 < q < 500,0], кВт/м²; [25,0 < α < 500,0],
Вт/(м²·°C)
[0,01 < δ < 0,05], м; [30,5 < α < 135,0], Вт/(м²·°C)

де q – густина теплового потоку; δ – товщина
металевого фрикційного елемента; α, K – ко-
ефіцієнти: тепловіддачі, теплопередачі.

Таблиця 2 – Гальмівні диски, барабани та шківні різних типів з їх локальними градієнтами в процесі підведення теплоти

Вид гальмівного пристрою	Стан металевих фрикційних елементів				
	2		3		
Дисково-колодковий	вентильований		суцільний		
	на початку	у кінці	на початку	у кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами				
		об'ємними	поверхневими	об'ємними	поверхневими
	I*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 20,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 10,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
II*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 10,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 1,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	
Барабанно-колодковий	сталевий		чавунний		
	на початку	у кінці	на початку	у кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами				
		об'ємними	поверхневими	об'ємними	поверхневими
	I*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 8,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 30,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 18,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
II*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 4,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 21,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 3,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 9,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	
Стрічково-колодковий	сталь 14ХГ2НМЛ		сталь 60Г		
	на початку	у кінці	на початку	у кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами				
		об'ємними	поверхневими	об'ємними	поверхневими
	I*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 9,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 38,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 6,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 32,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
II*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 6,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 22,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 4,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 18,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	

*Примітка: I, II – імпульсне й тривале підведення теплоти до тіла гальмівного диска здійснюють за умови, що в парах тертя досягнуто температури $t_{IT}=100^{\circ}\text{C}$

З наведених величин параметрів впливає, що вони залежать від густини теплового потоку, який пронизує ободи шківів й барабана, а також тіло диска.

Для встановлення закономірностей нагрівання та охолодження ізотропних металевих фрикційних елементів з дотриманням початкових і граничних умов для металоолімерних пар тертя гальм О. Вольченко запропонував три теореми, які стверджують:

- немасивні фрикційні елементи в процесі електротермомеханічного тертя металоолімерних пар дебатування в нестационарних теплових полях інтенсивно охолоджуваних потоками повітря з квазілінійним контактом площ поверхонь їх мікрориступів з дотриманням удосконалених початкових і гранич-

них умов, коли коефіцієнт взаємного перекриття досягає регламентованих накладок у разі змінних величин теплофізичних параметрів матеріалів, відбувається кондуктивний теплообмін між частинами металевих фрикційних елементів, поряд з конвективним і радіаційним теплообміном з їх поверхонь, сприяючи виникненню поверхневого й об'ємного термостабілізаційного стану металевих фрикційних елементів (перша теорема);

- масивні фрикційні елементи в процесі електротермомеханічного тертя металоолімерних пар тертя гальма в нестационарних теплових полях із неідеальним контактом площ поверхонь плям мікрориступів, коли коефіцієнт взаємного перекриття мен-

ший від регламентованого за умови постійних величин теплофізичних параметрів матеріалів, спостерігається кондуктивний теплообмін між частинами металевих фрикційних елементів їх поверхонь, сприяючи повному їх прогріванню (друга теорема);

- темп нагрівання та вимушеного охолодження масивних і немасивних металевих елементів у процесі електротермомеханічної фрикційної взаємодії металополімерних пар тертя в разі недосягнення допустимої температури полімерної накладки визначається за залежністю вигляду

$$m_n = \frac{t_1 - t_2}{\tau_n}; \quad m_o = \frac{t_1 - t_2}{\tau_o};$$

а для немасивних металевих елементів після допустимої температури полімерною накладкою визначається залежно від вигляду

$$m_n = \frac{t_3 - t_4}{\tau'_n}; \quad m_o = \frac{t_3 - t_4}{\tau'_o};$$

де t_1, t_3 і t_2, t_4 – поверхневі температури після та до гальмування; t_2, t_4 – поверхневі температури після охолодження; τ_n, τ'_n і τ_o, τ'_o – час нагрівання та вимушеного охолодження; водночас необхідно враховувати поверхневий і об'ємний термостабілізаційний стан металевих фрикційних елементів (третя теорема).

Обговорення результатів

Теоретичні та експериментальні дослідження взаємозв'язку гальмівних моментів, що розвиваються фрикційними вузлами різних видів гальм, з їх конструкційними та експлуатаційними параметрами дозволили визначити:

- величини гальмівних моментів, що розвиваються фрикційними вузлами різних видів гальмівних пристроїв, і вплив на них конструктивних параметрів;

- зміну градієнтів гальмівних моментів для найбільш навантажених пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки;

- величини локальних температурних градієнтів на початку та в кінці гальмування транспортних засобів і бурових лебідок для визначення термічних напружень у металевому фрикційному елементі;

- зниження термічної напруженості металевих фрикційних елементів стрічково-колодкового гальма;

- завдяки технологічним рішенням, а саме способом розроблення методу оптимізації керування спуско-підйомними операціями, можна підвищити довговічність фрикційних пар, в окремих випадках до 25 %;

- температурний градієнт за товщиною обода шків становив без вимушеного охолодження 25 °С, а під час охолодження – 15 °С; лінійне зношування накладок за умови охолодження та оптимального режиму керування гальма зменшився в середньому на 15 %;

- завдяки конструктивним рішенням, а саме способом використання ефекту охолодження в конструкції металевих фрикційних елементів, можна підвищити їх довговічність у деяких випадках до 20 %.

Висновок

Отже, у роботі встановлений взаємозв'язок конструктивних параметрів різних видів гальм із їх експлуатаційними параметрами.

Література

1. Гудз Г. С. Обґрунтування методів досліджень теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: дис. д-ра. техн. наук: 05.22.02. Харків, 1998. 293 с.
2. Стрічково-колодкові гальма / Є.І. Крижанівський та ін. Івано-Франківськ: ІФНТУНІГ, 2007. 215 с.
3. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles / N. Volchenko et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. 1/5 (97). P. 47–53. ISSN 1729-3774.
4. Гудз Г. С., Глобчак М. В., Коцюмбас О. Й. Визначення динаміки теплового стану гільзи циліндрів і охолодника за номінальної потужності автомобільного двигуна. *Вістн. Харківського нац. автом.-дор. ун-та. Харків*, 2010. Вып. 51. С. 180–183.
5. Friction Thermoelectric Coolers with Steam Brakes / Kindrachuk M.V. et al. *J. Nano-Electron. Phys.* 2022. Vol.14. № 4. 04034.
6. Janahmadov A. Kh., Javadov M. Ya. *Synergetics and Fractals in Tribology Switzerland: Springer*. 2016. 400 p.
7. Storozh B., Karpuk R., Storozh Y. Calculation of drawworks band-shoe brake performance. *Scientific Bulletin Serie C. Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare*. 2004. Vol. XVIII. P. 255–263.
8. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини. Харків: НТУ «ХПІ», 2006. 304 с.

References

- Gudz, G. S. (1998) Substantiation of research methods for thermal calculation of friction units of motor vehicles: diss. doc. tech. Sciences: 05.22.02. Kharkov, 293 p.
- Krizhanivsky, E., Volchenko, O., Volchenko, D. ta in. (2007) Strichkovo-kolodkovi galma. Ivano-Frankivsk, 215 s.
- Volchenko, N., Volchenko, A., Volchenko, D., Poliakov, P., Malyk, V., Zhuravlov, D., Vitvitskyi, V., Krasin, P. (2019) Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 1/5 (97), pp. 47–53. ISSN 1729-3774.
- Gudz, G., Globchak, M., Kocumbas, O. (2010) Vyznachenya dynamiki teplovogo stany gilzy cilindriv I osholodnyca za nominalnoy potyzhnosta avtomobilnogo dvyguna. *Vesnik Khark. Avtom. Doroz. Univer.*, Kharkiv, vyp. 51, s. 180–183.
- Kindrachuk, M.V., Volchenko, D.A., Volchenko, N.A., Savchin, M.V., Savchin, Y.M., Bolony, T.V. (2022) Friction Thermolectric Coolers with Steam Brakes. *J. Nano-Electron. Phys.*, vol. 14, no. 4, 04034.
- Janahmadov, A. Kh., Javadov, M. Ya. (2016) Synergetics and Fractals in Tribology Switzerland: Springer, 400 p.
- Storozh, B., Karpuk, R., Storozh, Y. (2004) Calculation of drawworks band-shoe brake performance. *Scientific Bulletin Serie C. Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology*, Baia Mare, vol. XVIII, pp. 255–263.
- Grigorov, O. V., Petrenko, N. O. (2006) Load-lifting machines. Kharkiv, 304 p.

Фідровська Наталія Миколаївна, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, nfidrovskaya@ukr.net, тел. +38 099-790-55-34.

Вольченко Дмитро Олександрович, д-р техн. наук, професор кафедри видобування нафти і газу, Івано-Франківський національний технічний університету нафти і газу, vol21@ukr.net, тел. +38 050-372-82-42.

Кіндрачук Мирослав Васильович, д-р техн. наук, професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Київський національний авіаційний університет nau12@ukr.net, тел. +38 044-497-51-28.

Бекіш Ірина Орестівна, канд. техн. наук, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, irynab919@gmail.com, тел. +38 050-950-03-92.

Бурава Олександр Степанович, старший викладач, підполковник кафедри військової підготовки,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, burava2012@ukr.net, тел. +38 0342 50 25 06.

Ніщук Віктор Вікторович, викладач, майор кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, nviktorv@ukr.net, тел. +38 0342 50 25 06.

Interdependence of constructive and operation parameters of brake friction units

Abstract. Problem. Theoretical and experimental studies of the relationship between the braking torques developed by the friction assemblies of various types of brakes and their design and operational parameters made it possible to establish the following: the values of the braking torques developed by the friction assemblies of various types of braking devices and the influence of design parameters on them; changing the gradients of the braking moments for the most loaded friction pairs of the belt-pad brake of the drilling winch; values of local temperature gradients at the beginning and at the end of braking of vehicles and drilling winches to determine the thermal stresses in the metal friction element. **Goal.** The purpose of the work is to establish the relationship between the braking torques developed by the friction brake assemblies and their design and operational parameters. **Methodology.** The solution to the tasks is that the design is based on the principle, according to which, if possible, massive elements that interfere with the free expansion of less massive heated areas are excluded. **Results.** The relationship between the design parameters of various types of brakes and their operational parameters is established. **Originality.** It was determined that the design and operational parameters of the brakes depend on the density of the heat flow that penetrates the rims of the pulley and the drum, as well as the body of the disc. O. I. Volchenko proposed three theorems to establish the regularities of heating and cooling of isotropic metal friction elements with compliance with the initial and boundary conditions for metal-polymer friction pairs of brakes. **Practical value.** The use of a new operating parameter, which is the gradient of braking moments developed by friction pairs "brake pulley - friction lining", allows to estimate their values for each friction lining of the brake belt. **Key words:** belt-drum-disc-pad brakes, structural and operational parameters of friction brake assemblies.

Nataliya Mykolaivna Fidrovskaya, professor, doct. of Science, Head of the Department of Construction and Road Machinery, Kharkiv National Automobile and Road University, nfidrovskaya@ukr.net, тел. +38 099-790-55-34.

Dmytro Oleksandrovch Volchenko, professor, doct. of Science Department of Oil and Gas Extraction, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, vol21@ukr.net, тел. +38 050-372-82-42.

Myroslav Vasylyovych Kindrachuk, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, Kyiv National Aviation University, nau12@ukr.net, tel. +38 044-497-51-28.

Iryna Orestivna Bekish, assoc. of professor departmen of engineering and computer graphics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, irynab919@gmail.com, tel. +38 050-950-03-92.

Oleksandr Stepanovych Burava, senior lecturer, lieutenant colonel of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, burava2012@ukr.net, tel. +38 0342-50-25-06.

Viktor Viktorovych Nishchuk, teacher, major of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, nviktorv@ukr.net, tel. +38 0342-50-25-06.
