ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

УДК 521.597
DOI: 10.15276/pidtt.1.69.2025.06
Возний А. В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ГАЛЬМОВИЙ МОМЕНТ У ДИСКОВО-КОЛОДКОВОМУ ГАЛЬМІ БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Анотація. *Теоретичні та дослідно-конструкторські розробки серійних та нових дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом бурових лебідок при спуско-підйомних операціях дозволили встановити наступне: зносо-фрикційні властивості та рівень поверхнево-об'ємних температур поверхневих та приповерхневих шарів пар тертя задовольняють нормам безпеки; запропоновано нове гальмо рамного типу, що має основний і додатковий диски з камерами, об'єми яких з'єднані між собою на півколах дифузорами і конфузорами для інтенсифікації внутрішнього теплообміну між дисками; аналітично визначено динамічні параметри секторної накладки, зв'язавши їх із середнім радіусом тертя диска і отримали гальмовий момент з урахуванням динамічного коефіцієнта тертя μ і імпульсних питомих навантажень q; закономірності зміни гальмового моменту поверхнево-об'ємних температур та питомих теплових потоків від експлуатаційних параметрів, що діють на пояси тертя дисків.*

Ключові слова*: бурова лебідка, серійні дисково-колодкові гальма, пояс тертя диска, фрикційна накладка, рівновага сил тертя, гальмовий момент.*

Вступ. Основою спуско-підйомних операцій (СПО) колони бурильних труб є ефективна та безпечна робота лебідки обладнаної парою стрічково-колодкових гальм (основними) та гідродинамічними або електродинамічними гальмами (допоміжними). При гальмуванні парами тертя гальма колони бурильних труб, що переміщається на глибину свердловини 4,0-5,0 км генерується $4 \cdot 10^8$ Дж енергії, і на їх сполучених поверхнях поверхнево-об'ємні температури поверхневих і приповерхневих шарів вузлів тертя досягають до 1000,0°С що веде до погіршення зносо-фрикційних якостей і особливо гальмового моменту.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Підвищення енергоємності фрикційних дисково-колодкових гальм бурових лебідок для спуско-підйомних операцій над колоною бурильних труб у свердловину показано у роботі [1]. Наведено конструкції дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом для бурових лебідок, що забезпечують СПО на різних глибинах буріння.

Проте в матеріалах статті відсутні графічні закономірності, що пов'язують динамічні, теплові, конструктивні параметри дисково-

© Возний А. В., 2025

колодкових гальм бурового комплексу з глибиною свердловини та вагою колони бурильних труб.

Подальший виклад висновку на відміну від висновку В. Н. Марочкіна та А. В. Чичинадзе [2] (які при визначенні сил тертя у гальмовій колодці у вигляді кільцевого сектора приймали, що μ = const та q = const) дається за умови μ = const та gv = const, тобто фрикційна накладка колодки зношується по всій площі контакту з диском рівномірно. Ця гіпотеза більш справедлива, тому що деформація диска відсутня, оскільки немає сил, що згинають його в осьовому напрямку. Колодки діють на гальмовий диск із однаковою силою назустріч один одному. Дослідження С. П. Житницького, проведені для дискового гальма, підтвердили цю гіпотезу.

Проте прийняті припущення впливають на динамічний коефіцієнт тертя фрикційно-взаємодіючих пар тертя і, як наслідок, на гальмовий момент і навіть на деформації диска.

Криві формування сумарних витрат часу при різних режимах роботи пар тертя стрічково-колодкових гальм бурової лебідки без включення додаткового гідравлічного гальма були запропоновані без оцінки їхньої енергонавантаженості при бурінні на глибині 2900 м. При такій глибині буріння необхідно включати гідравлічне гальмо. При бурінні з дисково-колодковим гальмом це робити немає необхідності.

У роботі [4] доведено, що товщина гальмового диска неоднаково впливає на поверхнево-об'ємні температури і еквівалентні напруження, що виникають у процесі електротермомеханічного тертя. У диску товщиною 45,0 мм поверхнево-об'ємні температури дещо нижчі через його металоємність, ніж у диску товщиною 35,0 мм. У першому диску виникають високі еквівалентні напруження через більш нерівномірний розподіл у ньому поверхнево-об'ємної температури. У другому диску поверхнево-об'ємна температура була вищою, зате в ньому виникають нижчі еквівалентні напруження.

Примусовому охолодженню пар тертя барабанно-, стрічково- та дисково-колодкових гальм присвячені роботи [5, 6, 7]. Однак у них не досягнуто необхідної ефективності охолодження металевого фрикційного елемента.

Мета роботи – встановити вплив на гальмовий момент конструктивних та експлуатаційних параметрів різних видів дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом бурових лебідок при спуску колони труб у свердловину.

Конструкція та робота дисково-колодкового гальма з гідравлічним приводом бурової лебідки.

Підвищення швидкості спуску колони бурильних труб у свердловину при збереженні високого рівня безпеки потребує застосування ефективних дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом для бурових лебідок.

На рис 1 *а*, *б* показані серійна бурова лебідка з дисково-колодковими гальмами, охолоджуваних повітряними потоками середовища (*а*) і дисково-колодкові гальма з гідравлічним приводом (*б*).

Дисково-колодкове гальмо з вимушеним повітряним охолодженням працює при спуско-підйомних операціях колони бурильних труб залежно від її ваги в аперіодичному циклічному та тривалому режимах гальмування. Дисково-колодкові гальма 2 встановлені з обох боків барабана 1 бурової

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

лебідки. Вони мають суцільні металеві диски 3, на поясах тертя яких знаходяться супорта 4, мають кліщові тримачі 5 двосторонньої дії з фрикційними накладками 5 на металевих підкладках. Пружинні пристрої 7 включення та вимикання супортів 4 розміщені зверху. При цьому супорти 4 мають індивідуальні гідравлічні приводи 8.

При гальмуваннях у парах тертя гальм генерується велика кількість теплоти, яку не в стані додатково відвести в навколишнє середовище від матових і полірованих поверхонь гальмових дисків. Тому необхідно дотримуватись відношення ширини накладок до середнього радіусу пояса тертя дисків B/R_{cp} змінюється в інтервалі 0,17-0,5, що і є причиною виникнення термічних напружень. Це підтверджується у роботі [3] і застосовується у закордонній практиці. Зі збільшенням відношення B/R_{cp} різниця термічних напружень зменшується, відповідно збільшується довговічність обода шківа та накладок.

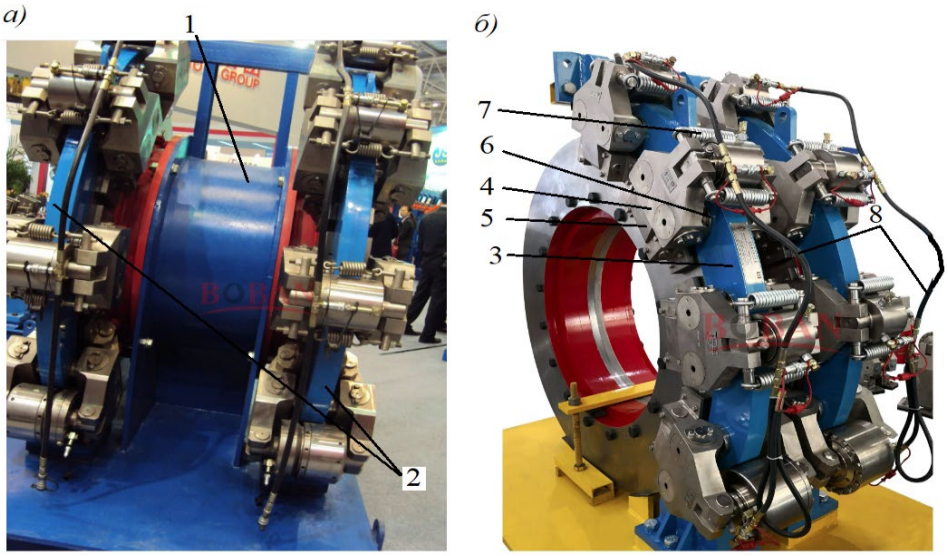

Рисунок 1 *а, б* - Бурова лебідка з серійними дисково-колодковими гальмами охолоджуваних повітрям (*а*) і дисково-колодкові гальма з гідравлічним приводом (*б*): 1 - барабан лебідки; 2 – дисково-колодкові гальма; 3 – суцільні диски; 4, 5 і 6 супорти з кліщовими тримачами та накладками з металевою підкладкою; 7 – пружинний пристрій; 8 – гідравлічний привід

Найбільш ефективним способом боротьби з негативною дією температурних напружень є вдосконалення конструктивних форм. Однак правила конструювання термостійких конструкцій часто суперечать правилам конструювання з урахуванням теплових навантажень. Так наприклад, вищим опором появі термічних тріщин у дисках бурової лебідки, що має найтонший обід, оскільки в цьому випадку забезпечується менше стиснення теплового розширення, що викликається нагріванням при гальмуванні. У той же час вимоги міцності викликають необхідність потовщення диска.

Взаємозв'язок гальмового моменту з параметрами фрикційних вузлів гальма. Визначимо раціональні параметри фрикційного вузла дисково-колодкового гальма бурової лебідки (R_{cp} -

середній радіус пояса тертя, товщин δ і діаметр диска d, питомі навантаження p, що діють на пари тертя) для підвищення їх енергонавантаженості. Як основний критерій оптимальності прийняті мінімальні габарити при певній величині гальмового моменту, зі збереженням заданого рівня працездатності гальма бурової лебідки. При вирішенні математичної моделі вихідні дані беруться із технічного завдання проекту.

Гальмовий момент, що розвивається механічним гальмом бурової лебідки при спуску бурильної колони в свердловину, виражається наступною залежністю:

$$M_{\text{Т}} = \mu N R_{cp}, \tag{1}$$

де μ – коефіцієнт тертя; N – осьове зусилля притискання накладок до диску; R_{cp} – середній радіус пояса тертя фрикційної взаємодії сил тертя.

При визначенні середнього радіусу виходять із таких міркувань. Оскільки при роботі гальма елементарні майданчики знаходяться на різній відстані від центру обертання, умови тертя різні з погляду відносної швидкості ковзання, поверхнево-об'ємної температури та питомих навантажень. Ця різниця збільшується зі зростанням відношення $R_1/R_2 < 1$ для кільцевого сектору (рис. 2 *а*).

Сумарну силу тертя визначимо виходячи з плоскої фігури *ACBD* (рис. 2 *б*), яка притиснута до площини нормальним зусиллям і обертається за годинниковою стрілкою щодо початку координат. При обертанні на кожному елементарному майданчику виникає елементарна дотична сила тертя dT, спрямована у бік, зворотному відносному колу швидкості:

$$dT = \mu p dA = \mu p \rho d\rho d\varphi \tag{2}$$

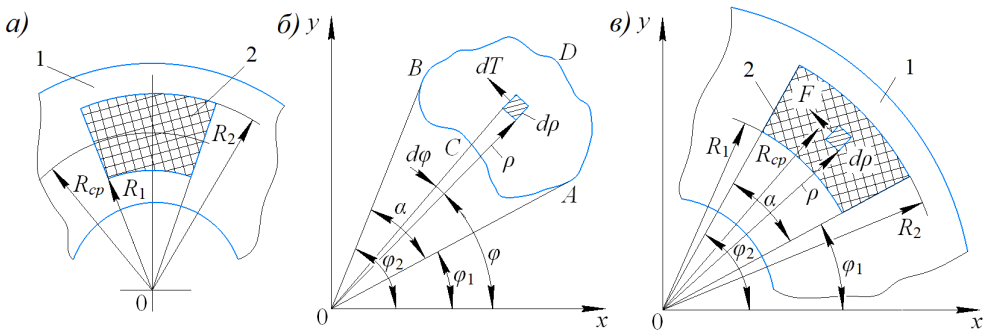

Рисунок 2 *а*, *б*, *в* - Розрахункова схема фрикційної накладки гальма: *а* – поперечний переріз накладки; сили, що діють на накладку у контурі плоскої фігури (*б*) та в кільцевому секторі (*в*): 1 – металевий гальмовий диск; 2 – фрикційна накладка

Головний вектор сил тертя (геометрична сума елементарних сил тертя, що виникають на кожному елементарному майданчику dA) визначається залежністю вигляду

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}\ , \tag{3}$$

де T_x і T_y – проекції головного вектора сил тертя.

$$T_x = -\int_S \mu p \sin\varphi dA = -\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\int_{R_1(\varphi)}^{R_2(\varphi)} \mu p \sin\varphi \rho d\rho d\varphi\,; \tag{4}$$

$$T_y = \int_S \mu p \cos\varphi dA = -\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\int_{R_1(\varphi)}^{R_2(\varphi)} \mu p \cos\varphi \rho d\rho d\varphi\,. \tag{5}$$

Головний момент сил тертя

$$M = \int_A dT\rho = -\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\int_{R_1(\varphi)}^{R_2(\varphi)} \mu p \rho^2 d\rho d\varphi. \tag{6}$$

Середній радіус пояса тертя диска

$$R_{cp} = \frac{M}{T} \text{ або } \frac{R_1 + R_2}{2}\,.$$

Проекції всіх елементарних сил тертя на вісь $x - x$ для металевої підкладки накладки у вигляді кільцевого сектора (рис. 2 *в*) будуть мати вигляд

$$F_x = -\mu p \rho \int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\int_{R_1}^{R_2} \sin\varphi \rho d\rho d\varphi = \mu p \rho (R_2 - R_1)(\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1)\,. \tag{7}$$

Площа кільцевого перерізу сектора

$$A = \frac{\alpha}{2}\left(R_2^2 - R_1^2\right). \tag{8}$$

Тоді проекція рівнодіючої всіх сил тертя на вісь $x - x$

$$F_x = \mu p \rho \frac{2A}{\alpha(R_2 + R_1)}(\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1)\,. \tag{9}$$

За аналогією проекція рівнодіючих усіх сил тертя на вісь $y - y$

$$F_x = \mu p \rho \frac{2A}{\alpha(R_1 + R_2)}(\sin\varphi_2 - \sin\varphi_1)\,. \tag{10}$$

Рівнодія всіх сил тертя

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu p \rho \frac{2A}{\alpha(R_2 + R_1)}\sqrt{\begin{matrix}\cos^2\varphi_2 - 2\cos\varphi_2\cos\varphi_1 + \cos^2\varphi_1 + \\ + \sin^2\varphi_2 - 2\sin\varphi_2\sin\varphi_1 + \sin^2\varphi_1\end{matrix}}\,. \tag{11}$$

Остаточно

$$F = \mu p \rho \frac{2A}{\alpha(R_2 + R_1)}\sqrt{2(1 - \cos\alpha)}\,. \tag{12}$$

Позначивши $\dfrac{\sqrt{2(1-\cos\alpha)}}{\alpha} = B$,

маємо

$$F = \mu p \rho \frac{2A}{\alpha(R_2 + R_1)} B .$$

Головний момент сил тертя

$$M = \mu p \rho \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{R_1}^{R_2} \rho d\rho d\varphi = \mu p \rho (\varphi_2 - \varphi_1) \frac{R_2^2 - R_1^2}{2}, \quad (13)$$

але оскільки $\varphi_2 - \varphi_1 = \alpha$, а з виразу (2)

$$\alpha = \frac{2A}{R_2^2 - R_1^2},$$

то

$$M = \mu p \rho A. \quad (14)$$

Перейдемо до нового виду дисково-колодкового гальма бурової лебідки.

Конструкція дисково-колодкового гальма із гідравлічним приводом є трубчастою. Основний гальмовий диск з поясами тертя спираються на міцнісні суцільні і з не суцільними прорізами кільця. Тут розташовані зони перекриття фрикційними накладками. Основний і додатковий диски мають камери, об'єми яких з'єднані між собою на напівколах дифузорами і конфузорами. Нове гальмо може працювати в режимах примусового повітряного та нанорідинного охолодження.

Проаналізуємо графічні залежності, наведені на рис. 3, що відносяться до поверхнево-об'ємних температур пар тертя нового гальма і генеруючі ними питомі теплові потоки q:

а – зі збільшенням G і $R_{ср}$ спостерігалося зростання поверхнево-об'ємних температур t у спряженнях пар тертя гальма;

б – зі збільшенням товщини стінки δ диска при рості t збільшуються q в інтервалі зміни от 15,0 до 45,0 Вт/(м^2 · ºС) коефіцієнтів тепловіддачі від полірованих та матових площ поверхонь основного та додаткового дисків.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

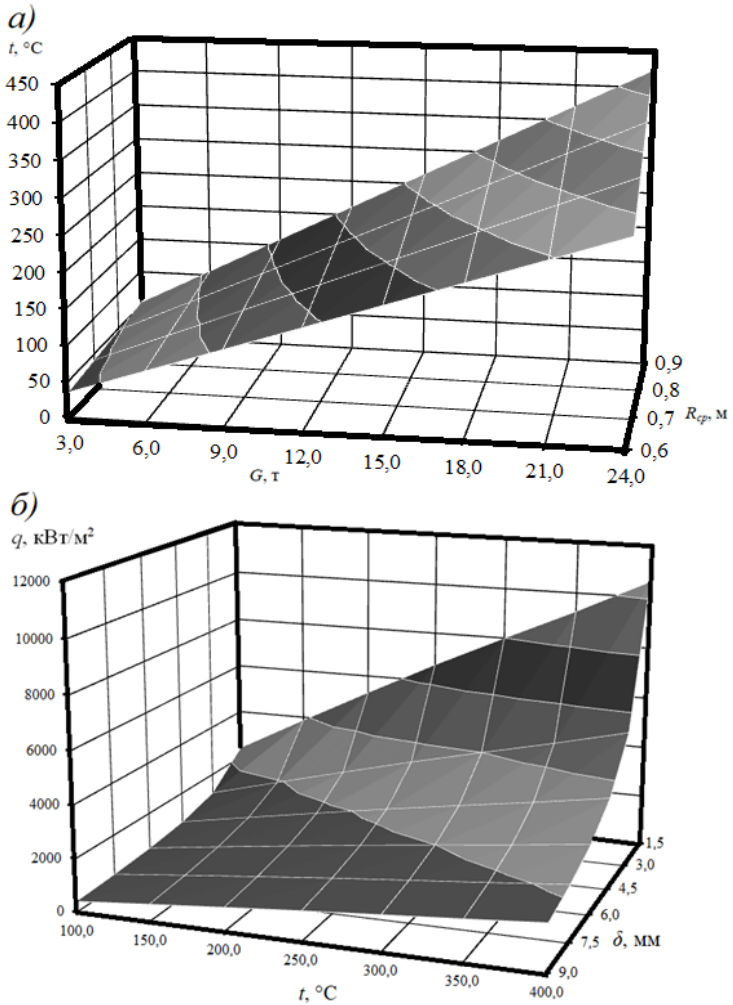

Рисунок 3 *а*, *б* - Закономірності зміни поверхнево-об'ємних температур (*а*) у парах тертя від ваги бурильних труб *G* при різних середніх радіусах пояса тертя R_{cp} і теплового потоку *q*, що пронизує пояс тертя гальмового диска від поверхнево-об'ємної температури *t* і товщини *δ* дисково (трубчастого типу) – колодкових гальм бурових лебідок

Проаналізуємо графічні закономірності, наведені на рис. 4, що стосуються гальмового моменту:

а – гальмовий момент збільшується при зростанні ваги бурильних труб *G*; при збільшенні середнього радіусу пояса тертя R_{cp} гальмовий момент також збільшується. При зміні *G* в діапазоні від 3,0т до 24,0т і діапазоні R_{cp} = 0,6м-0,9м гальмовий момент збільшується від 29,3 МПа до 351,4 МПа.

б - гальмовий момент збільшується зі збільшенням динамічного коефіцієнта тертя *μ* і середнього радіусу пояса тертя R_{cp}. При зміні *μ* в діапазоні від 0,25 до 0,45 і діапазоні R_{cp} = 0,6м-1,0м гальмовий момент збільшується від 268,8 МПа до 806,4 МПа.

в – гальмовий момент збільшується зі збільшенням імпульсних питомих навантажень *p* і динамічного коефіцієнта тертя *μ*. При зміні *p* в діапазоні від 1,6 до 3,2 МПа та діапазоні *μ* = 0,25 до 0,45 гальмовий момент збільшується від 230,4 до 829,4 МПа.

г – гальмовий момент збільшується при збільшенні імпульсних питомих навантажень *p* та площі фрикційних накладок *A*. При зміні *p* у діапазоні від 1,6 до 3,2 МПа та діапазоні *A* = 0,05м^2 до 0,09м^2 гальмовий момент збільшується від 179,2 МПа до 645,1 МПа.

Таким чином, мети поставленої в роботі досягнуто.

Обговорення результатів. Теоретичні та дослідно-конструкторські розробки серійних та нових дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом бурових лебідок при спуско-підйомних операціях дозволили встановити наступне:

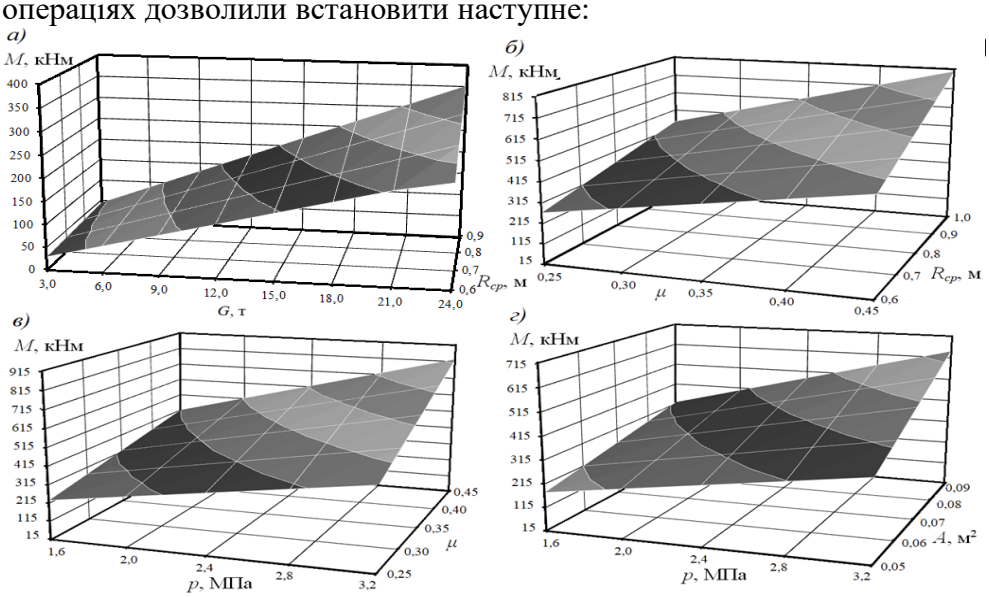

Рисунок 4 *а*, *б*, *в*, *г* - Закономірності зміни гальмового моменту *M*, що розвивається чотирма парами тертя дисково (трубчатого типу) – колодкових гальм бурових лебідок від: *а* – ваги *G* колони труб при різних середніх радіусах $R_{ср}$ доріжки тертя диска; *б* – динамічного коефіцієнта тертя *μ* і $R_{ср}$ при імпульсних питомих навантаженнях *q* = 3,2 МПа і робочої площі накладки *A* = 0,07 м^2; *в* – *p* і *μ* при *A* = 0,07 м^2 і $R_{ср}$ = 0,8 м; *г* – *p* і *A* при $R_{ср}$ = 0,8 м і *μ* = 0,35

- зносо-фрикційні властивості та рівень поверхнево-об'ємних температур поверхневих та приповерхневих шарів пар тертя задовольняють нормам безпеки;

- запропоновано нове гальмо рамного типу, що має основний і додатковий диски з камерами, об'єми яких з'єднані між собою на півколах дифузорами і конфузорами для інтенсифікації внутрішнього теплообміну між дисками;

- аналітично визначено динамічні параметри секторної накладки, зв'язавши їх із середнім радіусом тертя диска і отримали гальмовий момент з урахуванням динамічного коефіцієнта тертя μ і імпульсних питомих навантажень q;

- встановлено закономірності зміни гальмового моменту поверхнево-об'ємних температур та питомих теплових потоків від експлуатаційних параметрів, що діють на пояси тертя дисків.

Висновки

Таким чином, наведено конструкції та роботу серійного та нового дисково-колодкових гальм бурових лебідок, а також виведення залежності для визначення гальмового моменту, що розвивається їх парами тертя.

Список використаних джерел

1. Алиев А. М. Повышение энергоемкости фрикционных тормозов для спуско-подъемных операций / А. М. Алиев // Вестник Азербайджанской инженерной академии. – Т.10, №4. 2018. – С. 17 – 22.

2. Справочник по триботехнике: В 3-х т. // Под общей ред. М. Хебты, А. В. Чичинадзе. – Т. 1. – Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

3. Винницкий М. М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями / М. М. Винницкий // М.: Недра. – 1978. – 252 с.

4. Титарев Д. В. Обоснование и разработка рациональной конструкции диска тормоза пассажирского вагона / Д. В. Титарев (автореф. канд. техн. наук) // Брянск. 2008. – 20 с.

5. Вольченко А. И. Тепловой расчет тормозных устройств / А. И. Вольченко // Львов: Высшая школа, 1987. – 135 с.

6. Принудительное охлаждение трибосистемы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Пирвердиев [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии – Т.10, №2. 2018. – С. 7 – 19.

7. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Том 2. Баку: «APOSTROF-A», 2021. – 392 с.

8. Євтушенко О. О. Методи дослідження контактної взаємодії термопружинних тіл за умов локального тертя з урахуванням фрикційного нагрівання та зношування: дис. докт. фізмат. наук: 01.02.04 / Євтушенко Олександр Олексійович. – Львів, 2000. – 342 с.

BRAKING TORQUE IN A DISC-PAD BRAKE OF DRAW-WORK WITH A HYDRAULIC DRIVE

Voznyi A. V.
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. *Theoretical and experimental development of serial and new disc-pad brakes of draw-work with hydraulic drive during lowering and lifting operations made it possible to establish the following: wear-friction properties and the level of surface-volume temperatures of surface and near-surface layers of friction pairs meet safety standards; a new frame-type brake is proposed, which has the main and additional disks with chambers, the volumes of which are connected to each other in semicircles by diffusers and confusors to intensify the internal heat exchange between the disks; the dynamic parameters of the sector pad were analytically determined by relating them to the average friction radius of the disk and obtained the braking torque taking into account the dynamic coefficient of friction μ and impulse specific loads q; patterns of changes in the braking moment, surface-volume temperatures and specific heat flows from operational parameters acting on the friction pads of the discs.*

Key words: *draw-work, serial disc-pad brakes, disc friction belt, friction pad, balance of friction forces, braking torque.*