

<https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-12>

УДК 521. 597

<sup>1</sup>**ВОЛЬЧЕНКО О. І.**, доктор технічних наук, професор кафедри  
будівельних та дорожніх машин

e-mail: vol21@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0388-8351>

<sup>2</sup>**ВОЗНИЙ А. В.**, кандидат технічних наук, доцент кафедри інформаційних  
телекомунікаційних технологій і систем

e-mail: andrii.voznyi@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>

<sup>3</sup>**ВУДВУД О. М.**, кандидат технічних наук, завідувач кафедри  
підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання

e-mail: alex.vudvud@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4807-3634>

<sup>1</sup>**СЕМЕНІЙ О. М.**, аспірант кафедри будівельних та дорожніх машин

e-mail: alexander.psy@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2464-6508>

<sup>2</sup>**АНДРЕЙЧИКОВ Є. Ю.**, підполковник, старший викладач  
кафедри військової підготовки

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>

<sup>1</sup> *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*  
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002

<sup>2</sup> *Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу*  
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019

<sup>3</sup> *Одеський національний політехнічний університет*  
пр. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044

## ПРОЕКТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОГО КАМЕРНОГО ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

У матеріалах статті розглянуто оптимізаційне проектування пар тертя дисково-колодкового гальма камерного типу з урахуванням обмежень на конструктивні та експлуатаційні параметри. Представлено конструкцію і роботу камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки, з гальмовим диском, який складається з двох напівдисків змінної товщини, більша з яких відповідає максимальному радіусу поясу тертя, а найменша – його мінімальному радіусу. В якості теплоносія в камері диска в системі охолодження використано легкоплавкий Li у вигляді порошку змішаного з водою. За допомогою методу сил визначено сили інерції, радіальну і тангенціальну силу, що діють на камерний диск та нанорідину в об'ємі камери. Виконано моделювання напружено-деформованого стану диска для дослідження механічних і теплових напружень за допомогою програми Ansys Workbench. Визначено і проаналізовано значення максимальних еквівалентних напружень та градієнтів напружень по товщині камерного диска. За допомогою теплового балансу камерного диска оцінено ефективність нанорідинного охолодження. Здійснено оцінку теплового балансу при вимушеному повітряному та примусовому нанорідинному охолодженні металевих фрикційних елементів. Дослідно-конструкторські розробки, теоретичні дослідження та натурно-обчислювальний експеримент щодо нового типу камерного дисково-колодкового гальма з нанорідинним охолодженням дозволили встановити закономірності зміни експлуатаційних параметрів у вигляді графічних залежностей. Зроблено порівняння основних експлуатаційних та теплообмінних параметрів серійного та розробленого дисково-колодкового гальма бурової лебідки. Досягнуто покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя за рахунок експлуатації гальма в інтервалі температур, нижчих за допустиму для матеріалу фрикційних накладок, і, як наслідок, гальмових якостей для підйомного вала бурової установки.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** *бурова лебідка, дисково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, гальмовий диск, камера гальмового диску, нанорідина, напружено-деформований стан*

**Як цитувати:** Вольченко О. І., Возний А. В., Вудвуд О. М., Семеній О. М., Андрейчиков Є. Ю. Проектування ефективного камерного дисково-колодкового гальма. *Машинобудування*. 2026. Вип. 37. С. 137-152. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-12>



## Вступ

Для забезпечення нормальної експлуатації підйомно-транспортної техніки забезпечуються надійно діючими парами тертя гальмових пристроїв, які повинні зупинити її та вантаж на певному шляху гальмування та утримувати його у підвішеному стані при заданому запасі коефіцієнта гальмування та величині уповільнення.

Значення ефективності гальмових пристроїв зростає у зв'язку з інтенси-

фікацією виробництва, збільшенням рухомих мас, швидкостей руху та частоти гальмування. У сучасній підйомно-транспортній техніці пари тертя гальма протягом короткого періоду часу повинні перетворити на теплову енергію значну кількість механічної енергії та розсіяти її у навколишнє середовище без зниження їхньої працездатності в механізмах, агрегатах та вузлах.

## Аналіз літературних джерел

В роботі [1] проведено порівняння закордонних моделей дисково-колодкових гальм з гідравлічним приводом PS440-9000 і PS40-900 бурових установок ZJ12 і ZJ15 і було встановлено, що для збільшення гальмового моменту в 11 разів діаметр гальмового диска збільшується в 1,7 рази, а кількість гальмових вузлів – з 2 до 7 при різкому гальмуванні з 1 до 3, а тиск у гідравлічній системі збільшується з 7,0 до 8,0 МПа. Однак не було розглянуто різке збільшення енергонавантаженості пар тертя вище за допустиму температуру для матеріалів фрикційних накладок, що викликало деструкцію їх поверхневих шарів, що, у свою чергу, викликало зниження ефективності гальмування.

У парах тертя дисково-колодкового гальма діють великі імпульсні питомі навантаження до 8,0 МПа при експлуатації восьми пар елементів тертя при спуску свічок на великі глибини буріння. При цьому пояс тертя диска перекривається накладками, а його матова площа взаємодіє з повітрям, що омиває її.

У роботі [2] зазначено, що прагнення до досягнення мінімального зношування деталей у вузлах тертя призвело до формування чотирьох основних напрямів пошуку технічних рішень у триботехніці, заснованих на ефектах беззносності, створення нових конструкцій вузлів тертя з новими фрикційними матеріалами; технологій обробки поверхонь деталей вузлів тертя, нових методів та засобів зниження теплонавантаженості фрикційних вузлів.

Нові конструкції гальмових механізмів потужних транспортних засобів та особливості їх розрахунку проілюстровані у роботі [3]. Запропоновано нову констру-

кцію комбінованого гальма, яка поєднує переваги багатодискового гальма по енергоємності та однодискового - по швидкодії. Встановлено, що функціональна працездатність комбінованих гальм значною мірою залежить від характеру розподілу теплової енергії за його складовими механізмами, що, у свою чергу, обумовлює зміну зносу - фрикційних властивостей пар тертя при гальмуванні. Експериментальним шляхом для складових комбінованого гальма отримано величини зміни моменту тертя, швидкості ковзання, температури поверхні тертя в залежності від часу гальмування. Запропонована методика використовується під час проектування аналогічних гальмових пристроїв.

На теплову навантаженість фрикційних вузлів гальмових пристроїв впливають такі фактори: конструктивні особливості та геометричні параметри; матеріали пар тертя та їх механічні та теплофізичні характеристики; пружно-пластичні деформації поверхневих шарів пар тертя; зміни, що відбуваються в робочому шарі матеріалів під час гальмування, а також залишкові явища; інтенсивність вимушеного охолодження, методи та засоби примусового охолодження фрикційних вузлів.

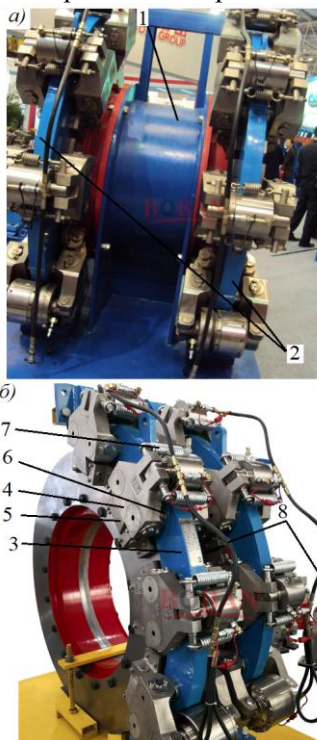
Теплота, що генерується на поверхні тертя фрикційного вузла, розподіляється між деталями, що труться, відповідно до коефіцієнта розподілу теплових потоків, що визначається співвідношенням теплофізичних характеристик матеріалів тертьових деталей і їх геометричних розмірів. При цьому в неметалевий фрикційний матеріал йде менша (до 10 відсотків) частина теплоти, що генерується на фрикційному контакті. Тим не менш, поверхнево-об'ємні

температури та їх градієнти досить великі, щоб обумовлювати проходження основних фізико-хімічних процесів, характерних для типових фрикційних матеріалів: розм'якшення, плавлення, випаровування, деструкцію і згоряння сполучного, утворення поверхневих, зносу та його видалення.

У роботі [4] сформульовано новий клас завдань теплової динаміки, а також проілюстровано термограми та схеми циркуляції теплових струмів у дисках, на які поділено гальмовий шків, які були виготовлені з матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності, а між ними встановлені теплоізоляційні прокладки.

### Конструкція і робота камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки

Розглянемо особливості конструкції і роботу серійного дисково-колодкового гальма, охолоджуваного вимушено потоками повітря. На рис 1 *а, б* наведено загальний вигляд серійної бурової лебідки з дисково-колодковими гальмами, що охолоджуються повітряними потоками навколишнього середовища (*а*) і дисково-колодкових гальм з гідравлічним приводом (*б*).



**Рис. 1** – Конструкції: *а* – бурової лебідки з серійними дисково-колодковими гальмами, охолоджуваними повітрям; *б* – гальма з гідравлічним приводом.

**Fig. 1** – Designs: *a* – drilling winch with serial disc-pad brakes, cooled by air; *b* – brakes with hydraulic drive.

Удосконалено метод визначення конструктивних параметрів дисків гальма за допомогою геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції диска та термічних напружень на його бічних поверхнях, виходячи з умови забезпечення гальмового моменту, що регламентується, і неперевикнення допустимої поверхневої температури для матеріалів фрикційних накладок. При цьому розроблено алгоритм та програму розрахунку. Результати розрахунків показали, що металомісткість спроектованого гальмового диска на 10 – 13% менша від серійного [5, 6].

До складу бурової лебідки входить барабан 1 і пара дисково-колодкових гальм, що мають гальмові диски 2 з поясами тертя 3. Гальмова система має гідравлічний привід.

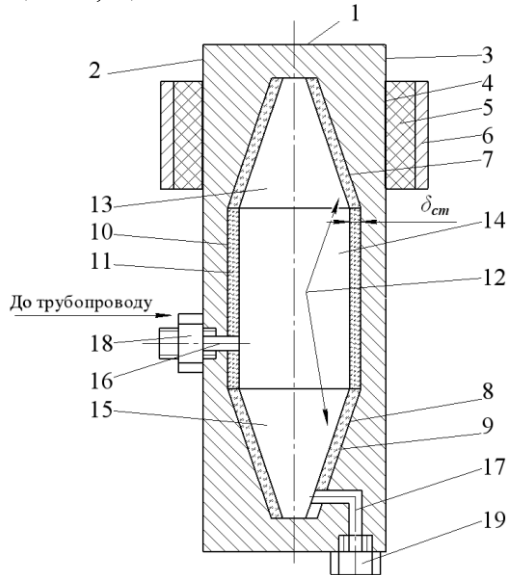
Дисково-колодкове гальмо з вимушеним повітряним охолодженням працює при спуско-підйомних операціях колони буриньних труб залежно від її ваги в аперіодичному циклічному і тривалому режимах гальмування. Дисково-колодкові гальма встановлюються з обох боків барабана 1 бурової лебідки. Вони мають суцільні металеві диски 2, на поясах тертя 3 яких знаходяться супорти 4, що мають кліщеві тримачі 6 двосторонньої дії для фрикційних накладок 5 на металевих підкладках. Пружинні пристрої 7 вмикання та вимикання супортів 4 розміщені зверху. Супорти 4 мають індивідуальні гідравлічні приводи 8.

При гальмуваннях в парах тертя гальм генерується значна кількість теплоти, яка не в змозі повністю відвестися в навколишнє середовище від гальмових дисків. Для інтенсифікації відведення теплоти запропоновано систему примусового повітряно-нанорідинного охолодження пар тертя дисково-колодкового гальма бурової лебідки.

На рис. 2 схематично наведено фрагменти дисково-колодкового гальма з камерою примусової повітряно-нанорідинної системи охолодження.

Дисково-колодкове гальмо бурової лебідки з введеними конструктивними особливостями працює так. Гальмовий

диск 1 складається з двох напівдисків 2 і 3 змінної товщини, більша з яких відповідає максимальному радіусу поясу тертя 4, а найменша – його мінімальному радіусу. Своєю внутрішньою формою напівдиски 2 і 3 з товщиною, що змінюється за лінійним



**Рис. 2** – Схематичне зображення камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки з системою примусового повітряно-нанорідинного охолодження

**Fig. 2** – Schematic representation of a chamber disc-pad brake of a drilling winch with a forced air-nanofluid cooling system

законом, утворюють дифузори [7, 8] 7 і 8 у верхній і нижній частині диска 1. При такому конструктивному виконанні дифузори 7 і 8 є прискорювачами відведення теплоти від зон випаровування 13 у суміщену зону транспорту 14 і конденсації 15 незалежно від агрегатного стану нанорідини. Це відбувається за рахунок: по-перше, незначної зміни градієнта об'ємної температури на поясі тертя 4 напівдиска 3 і зменшення гальмового моменту по діаметру диска 1; по-друге, суттєвої відмінності площ теплообміну зон випаровування 13, транспорту 14 і конденсації 15; по-третє, різних розмірів частинок капілярної

структури у зонах взаємодії з нанорідиною. При повороті диска на  $180^\circ$  кожен дифузор стає конфузором [9].

При надзвичайно активному генеруванні теплоти на поверхні тертя диска 1 рідина в його камері майже миттєво перетворюється на пару, що спричинює вибух. В якості теплоносія в камері 12 диска 1 в системі охолодження використано легкоплавкі метали ( $\text{Na}$ ,  $t_n = 97,79^\circ\text{C}$  і  $\text{Li}$   $t_n = 180,5^\circ\text{C}$ ) у вигляді порошків, змішаних з водою. Ми застосували порошок літію  $\text{Li}$  (50% літійового порошку і 50% води). Він здатний відводити значні теплові потоки (порядку  $15,0 \text{ кВт/см}^2$  при поверхнево-об'ємній температурі пар тертя  $800^\circ\text{C}$ ) [10, 11, 12]. Заправлення системи охолодження проводиться крізь отвір каналу 16, який закривається впускним клапаном 18 (див. рис. 2) на  $\frac{3}{4}$  об'єму камери 12 диска 1.

Рушійною силою в процесах нагрівання і охолодження поясів тертя диска гальма виступають градієнти температур шарів нанорідини, які потрапляють у зони випаровування 13, конденсації 15 і транспорту 14 [13, 14, 15]. При обертанні диска 1 відцентрова сила відкидає нанорідину на внутрішні стінки камери 12. Уповільнювачем перебування за часом нанорідини в зоні випаровування 13 є модифікована капілярна структура 11.

Принцип примусового повітряно-нанорідинного охолодження пар тертя камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки полягає в тому, що поверхні дифузоров 7 і 8 покриті дрібними частинками капілярної структури 11, вони є зонами випаровування 13 [9]. Зони транспорту 14 і конденсації 15 устелені капілярною структурою 10 з великими частинками. Зовнішнє примусове вимушене охолодження матових і полірованих поверхонь диска 1, що обертається, забезпечує конвективний і радіаційний теплообмін омиваючими потоками навколишнього середовища.

### Сили, що діють на гальмовий диск з нанорідинною камерою

На гальмовий диск діють сили: інерції, радіальна і тангенціальна (рис. 3). Розглянемо кожну з них окремо.

Обчислимо відцентрову силу інерції, що виникає в гальмовому диску з

внутрішньою камерою при вільному обертанні та гальмуванні. Розрахунок враховує зміну товщини стінок диска в залежності від радіуса та вплив геометрії камери на розподіл зведеної маси.

Початкові дані: зовнішній радіус диска:  $R = 0,6$  м; товщина диска:  $\delta = 0,12$  м; зовнішній радіус камери:  $R_{кам} = 0,57$  м; густина сталевого диска:  $\rho = 7350$  кг/м<sup>3</sup>; мінімальна товщина стінки:  $\delta_1 = 0,025$  м на радіусі  $r_1 \leq 0,35$  м камери; максимальна товщина стінки:  $\delta_2 = 0,05166$  м на радіусі  $R_{кам} = 0,57$  м камери; кутова швидкість:  $\omega = 10,47$  рад/с (відповідає 100 об/хв).

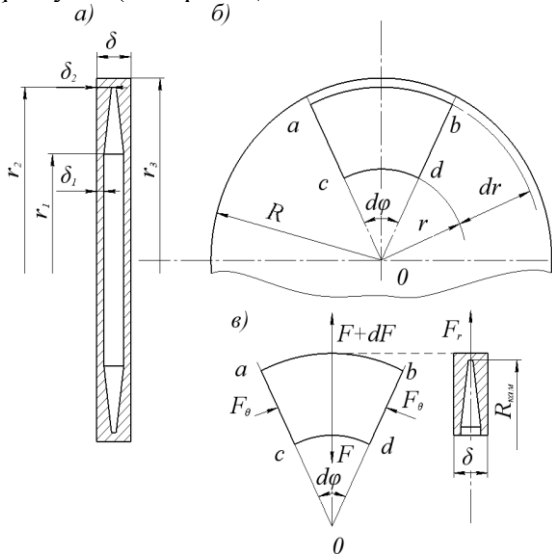
Товщина стінки камери диска визначається як функція радіуса  $t(r)$ :

$$t(r) = \begin{cases} 0,025, & 0 \leq r \leq 0,35; \\ 0,025 + \left( \frac{0,05166 - 0,025}{0,57 - 0,35} (r - 0,35) \right), & \\ 0,35 \text{ м} \leq r \leq 0,57 \text{ м}. \end{cases} \quad (1)$$

Товщина стінки камери на кожному досліджуваному радіусі [16,17]:

$$h(r) = \begin{cases} \delta - t(r), & 0 \leq r \leq R_{кам}; \\ \delta, & R_{кам} < r \leq R. \end{cases} \quad (2)$$

Розглянемо диференціальну силу інерції. Для елемента кільцевої форми на радіусі  $r$  (див. рис. 3):



**Рис. 3** – Поздовжній розріз гальмового диска (а) та його фронтальний вигляд (б); виділений елемент з поясу тертя диска (в)

**Fig. 3** – Longitudinal section of the brake disc (a) and its front view (b); a selected element from the friction zone of the disc (c)

$$dF = \omega^2 \cdot r \cdot dm = \omega^2 \cdot r \cdot \rho \cdot 2\pi \cdot h(r) \cdot dr = 2\pi\rho\omega^2 r^2 h(r) dr \quad (3)$$

Сумарну величину сили інерції диска визначаємо інтегруванням по всій висоті диска:

$$F = \int_0^R 2\pi\rho\omega^2 r^2 h(r) dr \quad (4)$$

Через змінну товщину стінки камери диска розбиваємо інтеграл на три складові:

$$F = 2\pi\rho\omega^2 \left[ \int_0^{0,35} r^2 (\delta - 0,025) dr + \int_{0,35}^{0,57} r^2 \left( \delta - \left( 0,025 + \frac{0,02666}{0,22} \times (r - 0,35) \right) \right) dr + \int_{0,57}^{0,6} r^2 \delta dr \right] \quad (5)$$

Обчислення інтеграла здійснено частинами:

1. Для  $0 \leq r \leq 0,35$  м:

$$\int_0^{0,35} r^2 (0,12 - 0,025) dr = 0,095 \frac{0,35^2}{3} = 0,00136$$

2. Для  $0,35 \text{ м} < r \leq 0,57$  м:

$$t(r) = 0,025 + 0,12118(r - 0,35);$$

$$h(r) = 0,12 - t(r) = 0,095 - 0,12118(r - 0,35);$$

$$\int_{0,35}^{0,57} r^2 (0,095 - 0,12118(r - 0,35)) dr = 0,00423$$

3. Для  $0,57 \text{ м} < r \leq 0,6$  м:

$$\int_{0,57}^{0,6} r^2 \cdot 0,12 dr = 0,12 \cdot \frac{0,6^3 - 0,57^3}{3} = 0,00042$$

Підставивши всі складові, отримуємо:

$$F = 2\pi \cdot 7350 \cdot 10,47^2 (0,00136 + 0,00423 + 0,00042) = 48,704 \text{ кН.}$$

Крім сумарної відцентрової сили, що діє на всю масу диска, важливо враховувати розподіл радіальних сил по його об'єму. Елементарна радіальна сила дорівнює:

$$dF_r = 2\pi h(r) \rho \omega^2 r dr = 2\pi \rho \omega^2 r^2 h(r) dr \quad (6)$$

Чисельно сумарна радіальна сила дорівнює:

$$F_r = 2\pi \rho \omega^2 \int_0^R r^2 h(r) dr = F = 48704 \text{ Н.}$$

Відцентрова сила напрямлена радіально і дорівнює інтегралу маси диска, помноженої на  $\omega^2 \cdot r$ .

Сумарна радіальна сила, що діє на кільцеву ділянку радіуса  $r$ , визначає місцеве питоме навантаження на диск і може використовуватися для розрахунку механічних напружень:

$$\sigma_r(r) = \frac{F_r(r)}{A(r)}, \quad (7)$$

де  $\sigma_r(r)$  – механічні напруження в радіальному напрямку,  $A(r)$  – площа поперечного перерізу кільцевого елемента диска:

$$A(r) = 2\pi r h(r). \quad (8)$$

Тангенціальні сили виникають внаслідок дії відцентрових зусиль, що розтягують стінку диска у тангенціальному напрямку при його обертанні. Елементарна тангенціальна сила дорівнює:

$$dF_\theta = \rho \omega^2 r dV = \rho \omega^2 r h(r) 2\pi r dr = 2\pi \rho \omega^2 r^2 h(r) dr \quad (9)$$

Цей вираз є ідентичним до диференціальної сили інерції диска, оскільки в циліндричних координатах вона містить тангенціальну складову. При розрахунку напружень у напрямку кільцевого поясу враховують середній радіус диска:

$$\sigma_\theta(r) = \frac{F_\theta(r)}{A(r)} = \frac{2\pi \rho \omega^2 r^2 h(r)}{2\pi r h(r)} = \rho \omega^2 r. \quad (10)$$

Тангенціальні напруження зростають лінійно з радіусом диска:

$$\sigma_\theta(r) \propto r.$$

За величиною цих напружень перевіряють міцність стінок камери диска при вільному обертанні та гальмуванні, особливо в зоні його максимального радіуса  $R_{кам}$ .

Обчислимо тангенціальну силу  $dF_\theta$  для елемента диска товщиною  $dr = 0,01$  м на зовнішньому радіусі  $r = 0,6$  м. Підставляємо значення:  $\rho = 7350$  кг/м<sup>3</sup>;  $\omega = 10,47$  рад/с;  $r = 0,6$  м;  $h(r) = \delta = 0,12$  м;  $dr = 0,01$  м в залежність (9):

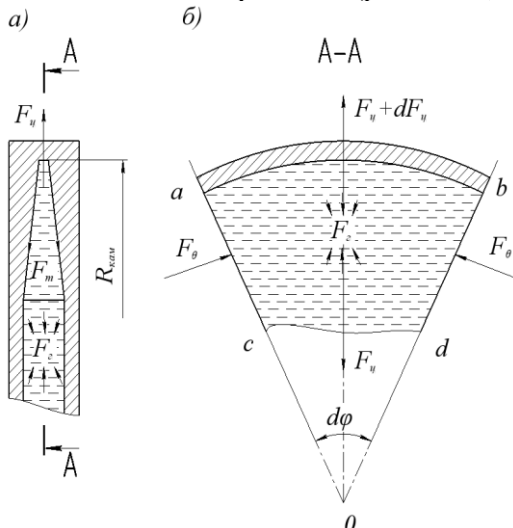
$$dF_\theta = 2\pi \cdot 7350 \cdot 10,47^2 \cdot 0,6^2 \cdot 0,12 \cdot 0,01 = 2190 \text{ Н.}$$

Отже, на тонкий кільцевий елемент диска на зовнішньому радіусі діє тангенціальна сила у 2190 Н.

Отримані формули дозволяють враховувати реальний розподіл маси і напружень в тілі гальмового диска при обертанні та гальмуванні. Такий підхід потрібний для точного аналізу навантажень, особливо при високошвидкісному обертанні диска. Розрахунок є базовим для подальшої оцінки напруженого стану при проектуванні диска із зменшеними інерційними навантаженнями.

### Сили, що діють на нанорідину у камері гальмового диска

Розглянемо відцентрову і тангенціальну сили і проаналізуємо їхню взаємодію зі стінками камери диска (рис. 4 а, б).



**Рис. 4** – Поздовжній переріз гальмового диска з камерою, наповненою нанорідиною (а) і переріз А-А внутрішньої камери диска (б)

**Fig. 4** – Longitudinal section of a brake disc with a chamber filled with nanofluid (a) and section A-A of the inner chamber of the disc (b)

Відцентрова сила елемента нанорідини на радіусі  $r$  розраховується за формулою:

$$dF_u = 2\pi \cdot \rho_n \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot h(r) dr. \quad (11)$$

Інтегруючи по радіусу диска від  $r = 0$  до  $r = R_{кам} = 0,57$  м, отримуємо:

$$dF_u = \int_0^{R_{кам}} 2\pi \cdot \rho_n \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot h_{max} dr; \quad (12)$$

$$F_u \approx \pi 1624,08 \approx 5091,89 \text{ Н.}$$

Гідростатичний тиск на нанорідину у камері дорівнює:

$$P = \rho_n \cdot g \cdot h_n, \quad (13)$$

де  $h_n$  – висота нанорідини в камері.

Сила, що створюється гідростатичним тиском на нанорідину, яка знаходиться в камері диска, визначається інтегруванням по її висоті:

$$F_z = \int_0^{h_{max}} \rho_n \cdot g \cdot h_n \cdot A dh_n, \quad (14)$$

де  $A = 2\pi r h_n$  – площа поперечного перерізу нанорідини на висоті  $h_n$ .

Сили гідростатичного тиску на нанорідину у камері диска:

$$F_z \approx \pi 45,90 \approx 144,58 \text{ Н.}$$

Тангенціальні сили виникають через відцентрові зусилля, що розширюють рідину в камері. Для елемента маси нанорідини тангенціальна сила розраховується за формулою:

$$dF_\theta = \rho_n \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot h(r) \cdot dr. \quad (15)$$

Інтегруючи по радіусу від  $r = 0$  до  $r = R_{кам}$ , отримуємо:

$$F_\theta = \int_0^{R_{кам}} \rho_n \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot h(r) \cdot dr; \quad (16)$$

$$F_\theta \approx 812,04 \text{ Н.}$$

При взаємодії нанорідини зі стінками камери розраховуємо сили гідростатичного тиску і тертя, що виникають між нанорідиною та стінками. Якщо стінки мають

динамічний коефіцієнт тертя  $f$ , то сила тертя між стінками камери та рідиною розраховується за виразом:

$$F_m = f \cdot p \cdot A_{cm}, \quad (17)$$

де  $f = 0,2$  – динамічний коефіцієнт тертя матеріалу диска;  $A_{cm} = 2\pi rh$  – площа стінки камери, на яку діє сила тертя.

Результат розрахунку для сили тертя:

$$F_m \approx \pi 9,18 \approx 28,85 \text{ Н}$$

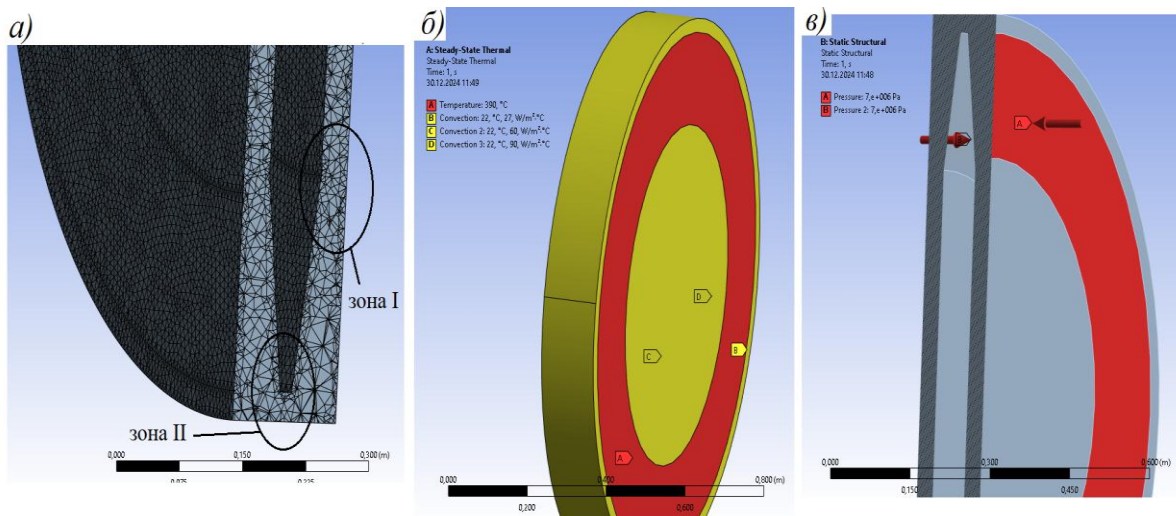
З отриманих результатів обчислень випливає, що основними силами, які діють на нанорідину в камері, є відцентрова і тангенціальна. Гідростатичний тиск та силу тертя між нанорідиною і стінками камери можна не враховувати через їх малість. Сили  $F_o$  і  $F_y$  є важливими для розрахунку механічного стану системи примусового охолодження при проектуванні камерних гальмових дисків.

### Скінченно-елементне моделювання напружено-деформованого стану камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки

Для дослідження механічних і теплових напружень використано метод скінченно-елементного моделювання за допомогою програми Ansys Workbench.

Розглядали фрикційний вузол «диск-накладки» з такими початковими конструктивними та експлуатаційними параметрами: матеріал гальмового диска – СЧ 25, питома навантаження на пояс тертя диска  $p=7,0$  МПа, матеріал фрикційної накладки ФК-24А, допустима об'ємна температура мате-

ріалу накладки  $390 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура навколишнього середовища  $t_o=22 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від зовнішньої поверхні в омиваюче середовище  $\alpha_n=27,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C), коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні диска і поверхні дифузора в омиваючу нанорідину, відповідно,  $\alpha_{вн}=60,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C) і  $\alpha_o=90,0$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C). На рис. 5 а, б, в показано скінченно-елементну сітку моделі диска (а), а також схеми його теплового (б) і механічного навантаження (в).



**Рис. 5** – Скінченно-елементна сітка моделі диска (а), схеми теплового (б) і механічного (в) навантажень камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки  
**Fig. 5** – Finite element mesh of the disk model (a), thermal (b) and mechanical (c) load diagrams of the chamber disk-pad brake of the drilling winch

При моделюванні розглядали камерне дисково-колодкове гальмо бурової лебідки з товщиною диска: 100,0 мм; 120,0 мм і 140,0 мм.

На рис. 6 а, б, в наведено результати моделювання температурних напружень дисково-колодкового гальма при різних товщинах диска: а –  $b=100,0$  мм; б –  $b=120,0$  мм; в –  $b=140,0$  мм.

З аналізу даних табл. 1 і рис. 6 випливає:

- найбільші механічні напруження спостерігалися в зоні II над дифуззором. Вони виникають внаслідок дії імпульсних питомих навантажень на поясі тертя диска, які спричиняють стиснення диска і деформації в найтоншому його місці – над дифуззором (див. рис. 6);
- у зоні III виникають великі механічні напруження від дії імпульсних питомих навантажень на поясі тертя диска за малої товщини стінки його камери;

- при збільшенні товщини диска від 100,0 мм до 120,0 мм і при зростанні товщини стінки його камери на 15,0 та 25,0 мм механічні напруження в зоні II

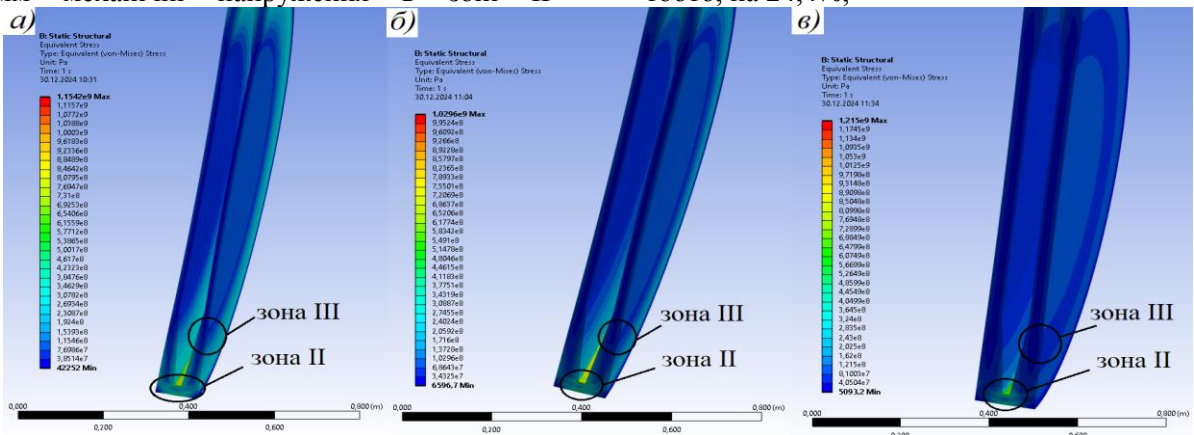
зменшилися з 1154,2 МПа до 1029,6 МПа, тобто. на 10,8%. Але при збільшенні товщини диска з 120,0 мм до 140,0 мм у зоні III відбувається зростання механічних напружень на 15,3%;

- зі збільшенням товщини диска в 1,4 рази градієнти механічних напружень зменшилися від 46,9 МПа/мм до 35,1 МПа/мм, тобто на 25,2%, що позитивно впливає на стійкість до тріщиноутворення у зоні II.

За результатами аналізу даних табл. 1 і рис. 7 а, б випливає:

- найбільші температурні напруження спостерігалися в зоні I на мінімальному радіусі поясу тертя диска. Вони виникають внаслідок дії теплового навантаження у місцях найменшої товщини стінки камери диска, яка деформується внаслідок її інтенсивного нагрівання та дії гальмового моменту;

- зі збільшенням товщини диска в 1,4 рази товщина стінки його камери зростає в 2,14 рази, температурні напруження зменшуються з 246,2 МПа до 186,2 МПа, тобто, на 24,4%;



**Рис. 6** – Результати моделювання механічних напружень у камерному дисково-колодковому гальмі при різних товщинах дисків: а –  $b = 100,0$  мм; б –  $b = 120,0$  мм; в –  $b = 140,0$  мм

**Fig. 6** – Results of modeling of mechanical stresses in a chamber disc-pad brake with different disc thicknesses: a –  $b = 100.0$  mm; b –  $b = 120.0$  mm; c –  $b = 140.0$  mm

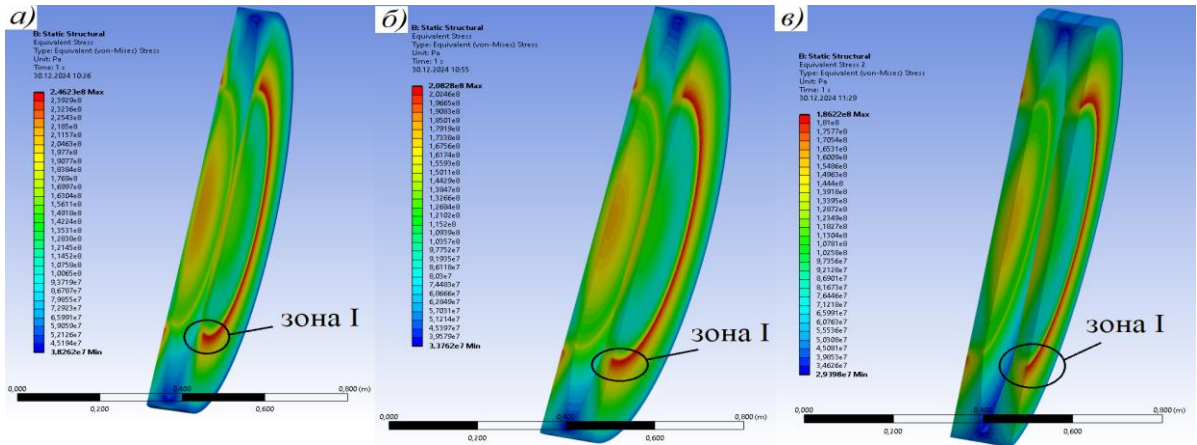
**Таблиця 1**

Результати скінченно-елементного моделювання еквівалентних напружень та їхніх градієнтів у камерному дисково-колодковому гальмі бурової лебідки

**Table 1**

Results of finite element modeling of equivalent stresses and their gradients in the chamber disc-pad brake of a drilling winch

D, мм	b, мм	$\delta_{cm}$ , мм	$m_d$ , кг	Максимальні еквівалентні напруження в диску, МПа				Градiente напружень по товщині диска, МПа/мм		
				темпера- турні в зоні I	меха- нічні в зоні II	сумарні в зоні I	сумарні в зоні II	температурних в зоні I	механічних в зоні II	сумарних в зоні I
1200	100	15,0	433,3	246,2	1154,2	278,0	1209,7	5,94	46,9	9,26
	120	25,0	596,1	208,3	1029,6	242,7	1074,4	2,98	38,5	4,22
	140	35,0	758,9	186,2	1215,4	221,4	1256,2	2,09	35,1	2,71



**Рис. 7** – Результати моделювання температурних еквівалентних напружень в камерному дисково-колодковому гальмі при різних товщинах дисків:  $a - b = 100,0$  мм;  $b - b = 120,0$  мм;  $c - b = 140,0$  мм

**Fig. 7** – Results of modeling of temperature equivalent stresses in a chamber disc-pad brake at different disc thicknesses:  $a - b = 100.0$  mm;  $b - b = 120.0$  mm;  $c - b = 140.0$  mm

- зі збільшенням товщини диска 1,4 рази градієнт температурних напружень зменшився з 5,94 МПа/мм до 2,09 МПа/мм, тобто, на 64,8%, що позитивно впливає на стійкість до тріщиноутворення у зоні I стінки.

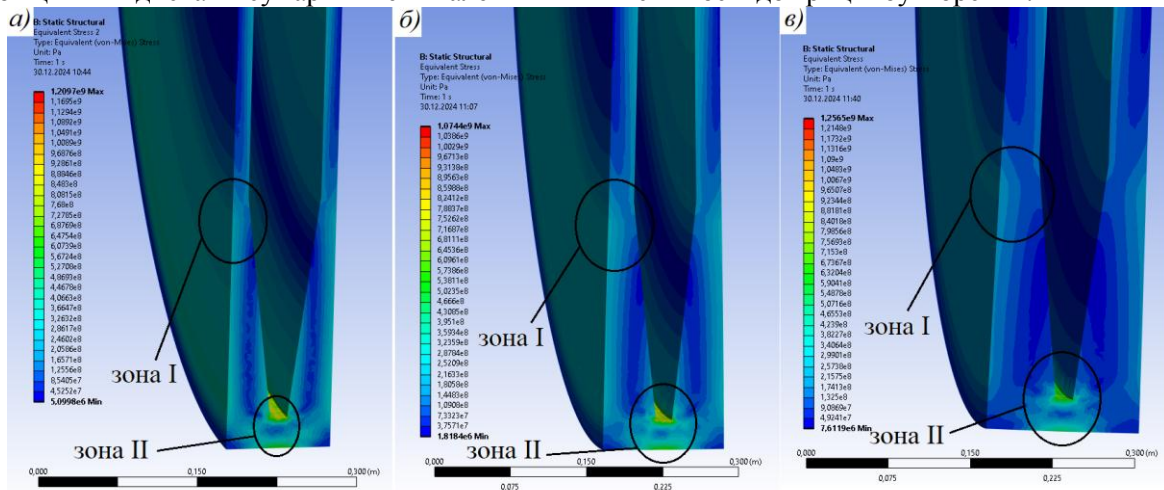
За результатами аналізу даних табл. 1 і рис. 8 а, б впливає:

- розподіл сумарних еквівалентних напружень має чітко виражені зони I і II, що є результатом дії температурних і механічних навантажень на пояс тертя диска. Встановлено, що зі збільшенням товщини диска сумарні еквівалентні

напруження на поверхні його поясу тертя зменшуються, поверхневі градієнти і по товщині також зменшуються;

- при збільшенні товщини диска в 1,4 рази товщина стінки його камери зростає в 2,14 рази, сумарні еквіваленти напруження в зоні I знизилися з 278,0 МПа до 221,4 МПа, тобто на 25,6%. У зоні II диска вони спочатку зменшилися з 1154,2 МПа до 1029,6 МПа, а далі зросли до 1215,4 МПа;

- градієнти температурних напружень зменшилися з 9,26 МПа/мм до 2,71 МПа/мм, тобто, у 3,4 рази, що сприяє стійкості до тріщиноутворення.



**Рис. 8** – Результати моделювання сумарних еквівалентних напружень камерного дисково-колодочного гальма при різних товщинах дисків:  $a - b = 100,0$  мм;  $b - b = 120,0$  мм;  $c - b = 140,0$  мм

**Fig. 8** – Results of modeling the total equivalent stresses of a chamber disc-pad brake at different disc thicknesses:  $a - b = 100.0$  mm;  $b - b = 120.0$  mm;  $c - b = 140.0$  mm

Інтенсифікація циклів тепловідведення із зон випаровування, транспорту і конденсації нанорідини в будь-якому її агрегатному стані сприяє підвищенню

ефективності гальмування дисково-колодковим гальмом бурової лебідки при спуску колони бурильних труб у свердловину

### Ефективність охолодження

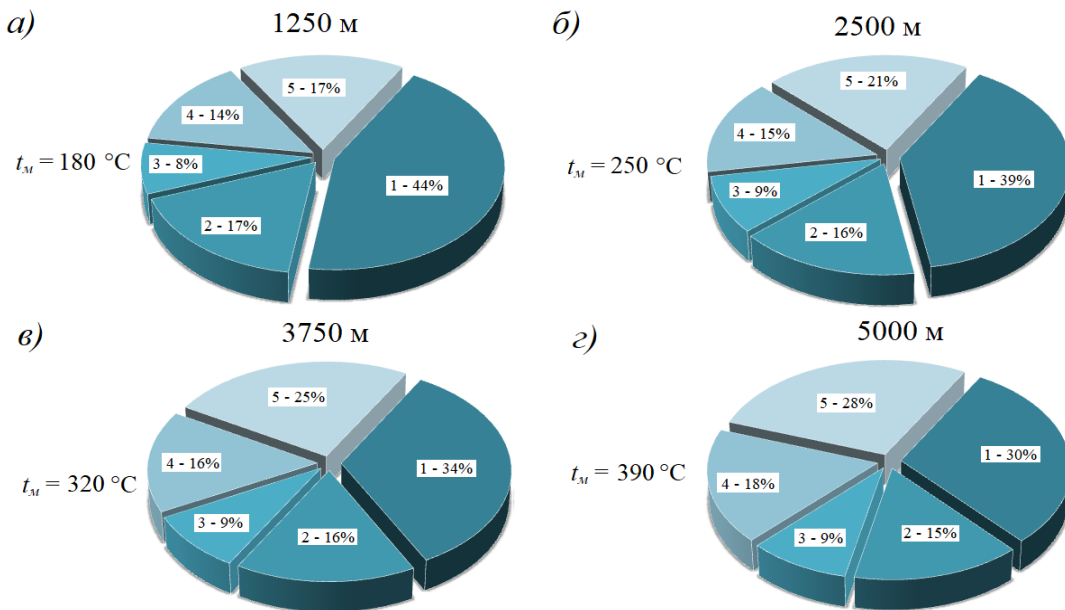
Мінімальний коефіцієнт взаємного перекриття пари тертя дисково-колодкового гальма і, як наслідок, підвищені питомі навантаження фрикційних накладок на гальмовий диск висувають особливі вимоги до конструювання та підбору матеріалів вузла тертя. Температура, що встановилася, у дисково-колодкових гальмах на 30...35% нижче, ніж у барабанно-колодкових відповідної потужності тертя через збільшення тепловіддавальної поверхні контртіла, але енергонавантаженість фрикційної пари залишається напруженою. Зниження енергонавантаженості може бути досягнуто раціональною конструкцією фрикційної пари, насамперед гальмового диска. Тепловідвідна здатність останнього залежить як від його теплопровідності, так і від площі

поверхні, що омивається зустрічним потоком повітря.

В даному випадку новий тип гальмового диска в процесі аперіодичного гальмування має зовні матові та поліровані поверхні, які омиваються потоками повітря, а зсередини – нанорідиною, яка з часом перетворюється на вологу, суху та перегріту пару.

Установлений і термо-стабілізаційний тепловий стан пояса тертя диска спостерігатиметься нетривалий час. У цих випадках тепловий баланс буде квазіпостійним.

Відповідно до рис. 9 здійснимо оцінку теплового балансу при вимушеному повітряному та примусовому нанорідинному охолодженні металевого фрикційного елемента:



**Рис. 9** – Тепловий баланс при спуску колони бурильних труб на різні глибини у свердловину при теплообміні: 1 – теплопровідністю; 2 – конвекцією; 3 – радіацією; 4 – нагрівання з темпом; 5 – примусове нанорідинне охолодження з темпом

**Fig. 9** – Heat balance when lowering the drill string to different depths in the well during heat exchange: 1 – thermal conductivity; 2 – convection; 3 – radiation; 4 – heating with a rate; 5 – forced nanofluid cooling with a rate

- при обертанні гальмового диска з різною частотою відношення охолоджуваної до нагріваючої площі не буде постійним, оскільки вузол проходить чергування режимів роботи дифузора і конфузора;

- зі спуском колони бурильних труб на різні глибини в свердловину має місце збільшення частоти обертання диска, що

позначається на інтенсивності нанорідинного охолодження;

- робочі шари фрикційних накладок не досягатимуть температури деструкції ( $390^{\circ}\text{C}$ ), що не вплине на помітне зменшення динамічного коефіцієнта тертя фрикційних пар гальма.

- спостерігається квазіпостійний тепловий режим складного теплообміну із та-

кими середніми показниками: теплопровідність – 36,0%; конвекція – 16,0%; радіація – 9,0%; з темпом нагрівання та примусового охолодження, відповідно, 15,0% та 23,0%;

- робочі поверхні фрикційних накладок знаходяться в частковому деструкційному стані завдяки ефективному примусовому охолодженню, що досягло 28,0%

### Експлуатаційні параметри гальм

Дослідно-конструкторські розробки, теоретичні дослідження та натурно-обчислювальний експеримент щодо нового типу камерного дисково-колодкового гальма з нанорідним охолодженням бурової лебідки при оцінці працездатності дозволили встановити закономірності зміни експлуатаційних параметрів у вигляді графічних залежностей побудованих у форматі 3D.

З графічних залежностей рис. 10 та рис. 11 *а б* слідує, що при електротермомеханічному терті при складному теплообміні головною є теплопровідність і термічний опір гальмових дисків.

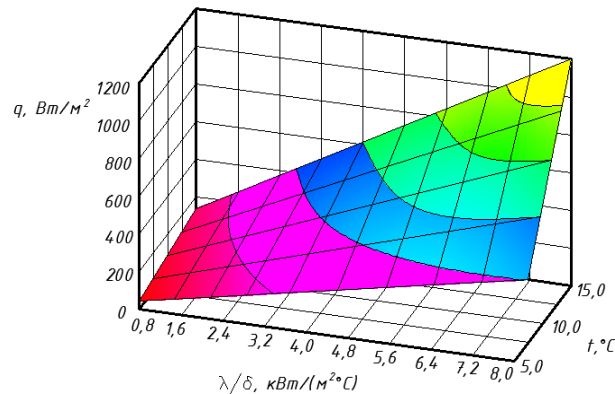
Сформовано ряди конструктивних та експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм із гідравлічним приводом при бурінні свердловини на глибину 5357,4 м.

Розглянемо особливості побудови рядів та відзначимо зміну параметрів у технологічному процесі, що дозволило встановити таке:

- при постійних інтервалах робочих площ накладок (0,05 - 0,09)м<sup>2</sup> і радіусах дисків (0,6-1,0)м при зміні динамічних коефіцієнтів тертя від 0,25 до 0,45 отримані величини гальмових моментів, що розвиваються від (384,0 -2462,4) кНм за імпульсних питомих навантаженнях від 6,4 МПа до 7,6 МПа, тобто у вузькому інтервалі їх зміни;

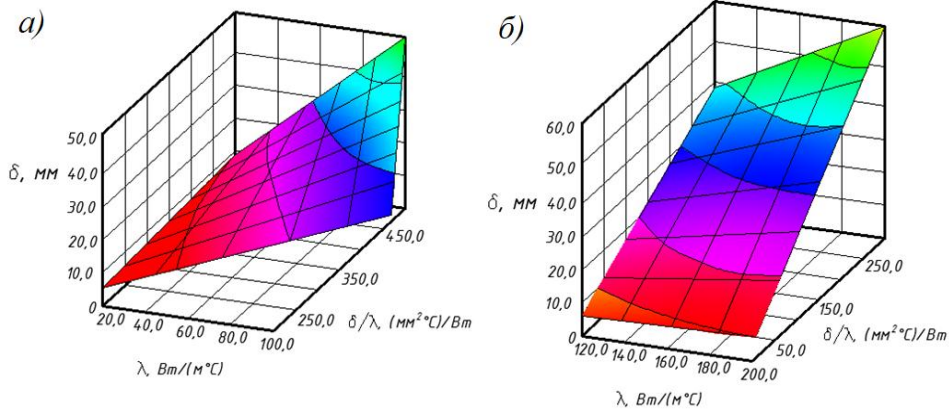
- відношення теоретичних вище параметрів складає: 0,09/0,05 = 1,8; 1,0/0,5 = 2,0; 0,45/2,25 = 1,8; 7,6/6,4 = 1,2 та 2462,4/384,0 = 6,4. Відношення максимального гальмового моменту пар тертя до мінімального становило 6,4, що підтвердило правильність обчислювального експерименту.

У табл. 2 наведено порівняння основних експлуатаційних параметрів серійного та розробленого дослідно-конструкторського зразка дисково-колодкових гальм з гідравлічним приводом бурової лебідки.



**Рис. 10** – Закономірності зміни теплового потоку  $q$ , що пронизує пояс тертя гальмового диска при фрикційній взаємодії пари тертя «накладка-диск» гальма, залежно від параметра  $\lambda/\delta$  та об'ємної температури в тілі диска

**Fig. 10** – Regularities of change of heat flux  $q$ , penetrating the friction zone of the brake disc during frictional interaction of the friction pair “pad-disc” of the brake, depending on the parameter  $\lambda/\delta$  and the bulk temperature in the disc body



**Рис. 11** – Закономірності зміни термічного опору ( $\delta/\lambda$ ) гальмових дисків залежно від їх товщини ( $\delta$ ) та коефіцієнтів теплопровідності матеріалів ( $\lambda$ ), що змінюються в межах: а – (20... 100) Вт/(м·°С); б – (120 ... 200) Вт/(м·°С)

**Fig. 11** – Regularities of change in thermal resistance ( $\delta/\lambda$ ) of brake discs depending on their thickness ( $\delta$ ) and thermal conductivity coefficients of materials ( $\lambda$ ), which vary within the following limits: а – (20... 100) W/(m·°C); б - (120 ... 200) W/(m·°C)

**Таблиця 2**  
Основні експлуатаційні параметри серійного та розробленого дисково-колодкового гальма з гідравлічним приводом

**Table 2**  
Main operating parameters of the serial and developed hydraulically actuated disc-pad brake

№ п/п	Експлуатаційні параметри	Пари тертя гальма		
		серійного	розробленого до глибини буріння, м	
			5000	9000
1.	Вага (кН) гальмового диска Вага (кН) нанорідини	7,75 -	5,68 0,313	
2.	Момент інерції диска, кг·м <sup>2</sup>	1,642	1,2	
3.	Гальмовий момент, кНм	322,56	399,84	995,1
4.	Потужність тертя, кВт	590,28	731,70	1820,85
5.	Динамічний коефіцієнт тертя $f$	0,31	0,36	0,39
	стабільність, $\alpha_{cm} = f_{cp} / f_{max}$	0,9	0,916	0,907
	коливання, $\alpha_k = f_{min} / f_{max}$	0,79	0,83	0,85
6.	Гальмування: ефективність, $\beta_{ef} = \alpha_{cm} / \tau_1^2, 1/c$	0,00625	0,00643	0,00629
	зведена ефективність $H_{em} = \alpha_{cm} / (\tau_1^2 \cdot \Delta g), 1/(c^2 \cdot \Gamma)$	$4,66 \cdot 10^{-4}$	$5,02 \cdot 10^{-4}$	$3,32 \cdot 10^{-4}$
7.	Питомі навантаження, $p$ , МПа	3,2	3,4	7,6
8.	Поверхнево-об'ємні температури, °С / та їх градієнти, °С/с	358/2,4	340/4,39	390/6,5
9.	Темпи нагрівання, °С/с	6,13	5,5	7,9
	Темпи охолодження, °С/с	3,15	4,15	6,4
10.	Коефіцієнти теплопередачі примусового охолодження, К, Вт/(м <sup>2</sup> ·°С):			
	повітряного	6,4	26,67	27,14
	нанорідинного	-	62,85	86,13
11.	Температурні напруження / їх градієнти, МПа / (МПа/мм)	601,3 / 3,86	618,95 / 4,22	789,4 / 2,71
12.	Зношування робочих поверхонь накладок, $\Delta g$ , г	13,4	12,8	18,9

З табл. 2 слідує, що при нанорідинному охолодженні пар тертя камерним дисково-колодковим гальмом

досягнуто поліпшення їх експлуатаційних параметрів, і як наслідок, підвищилася працездатність.

## Висновки

Теоретичні та експериментальні дослідження примусового повітряно-нано-рідинного охолодження камерного дисково-колодкового гальма бурової лебідки дозволили встановити таке.

1. Досягається покращення зносо-фрикційних властивостей пар тертя за рахунок експлуатації гальма в інтервалі температур, нижчих за допустиму для матеріалу фрикційних накладок, і, як наслідок, гальмових якостей для підйомного вала бурової установки та півосей транспортних засобів.

3. Об'єми нанорідини в зонах випаровування мають бути набагато меншими, ніж у зонах її транспорту, що інтенсифікує теплообмін у різному агрегатному стані нанорідини за рахунок збільшених циклів її циркуляції.

4. Визначено інтенсивність вимушеного повітряного теплообміну матових і полірованих поверхонь диска конвекцією, радіацією і теплопровідністю і кількість теплоти, відведеної від нього при гальмуваннях.

5. Прискорювачами руху нанорідини в будь-якому її агрегатному стані між зонами випаровування, транспорту і конденсації є дифузори, сповільнювачем – наноструктура зон конденсації і транспорту диска, яка спричиняє зміну градієнтів швидкості, тиску і температури у шарах нанорідини.

6. За допомогою методу кінцево-елементного моделювання оцінено напружено-деформований стан бокової стінки камерного диска зі змінною товщиною його поясу тертя і з урахуванням специфіки охолодження.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

## Список використаної літератури

1. Aliyev A. M. The analysis of power consumption of frictional brakes for trip operations. *HERALD of the Azerbaijan Engineering Academy*. 2018. Vol.10, № 4. Pp.17-22.
2. Kragelskii I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S. *Friction and Wear: Calculation Methods*. Oxford : Pergamon Press, 1982. 474 p.
3. Примусове охолодження фрикційних вузлів гальм (ч. 1) / О. І. Вольченко, В. С. Скрипник, Д. Ю. Журавльов, О. С. Бурава, А. В. Возний, О. М. Семеній. *Проблеми тертя та зношування*. 2024. Вип. 3 (104). С. 112-121. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.3\(104\).18996](https://doi.org/10.18372/0370-2197.3(104).18996)
4. Примусове охолодження фрикційних вузлів гальм (ч. 2) / М. В. Кіндрачук, Д. О. Вольченко, Є. Ю. Андрейчиков, А. В. Возний, О. М. Вудвуд, С. А. Скочко. *Проблеми тертя та зношування*. 2024. Вип. 3 (104). С. 122-131. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.3\(104\).18997](https://doi.org/10.18372/0370-2197.3(104).18997)
5. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes / I. Kernytskyu et al. *Energies*. 2022, no 15, Art 7412, Pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15197412>
6. Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes / M. Kindrachuk et al. *East.-Europ. Journ. of Enterp. Technol.* 2023. No 4(12(124)). Pp. 56-61. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699>
7. Калінкевич М. Гідродинамічна конструкція дифузорів відцентрових компресорів. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2024. no 59(4). Pp. 230-243. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i4.2730>
8. Аеродинамічне дослідження вісерадіальних дифузорів для осьового компресора газотурбінної установки / Ю. О. Юдін, В. П. Суботович, О. В. Лапузін, І. І. Малимон. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2019. № 3. С. 62–68. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.04>
9. Розрахункове аеродинамічне дослідження вихлопного дифузора потужної парової турбіни в широкому діапазоні режимів роботи / Ю. О. Юдін, В. П. Суботович, О. В. Лапузін, І. І.

- Малимон. *Вісник НТУ «ХПИ»*. 2020. № 1. С. 88–94. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2020.01.01>
10. Нанорідини в системах охолодження і їх ефективність / Д. А. Вольченко, М. В. Кіндрачук, Б. В. Долішний, А. В. Баліцький. *Журнал нано- та електронної фізики*. 2021. Т. 13, № 4. С. 04013-1–04013-6. DOI: [https://doi.org/10.21272/jnep.13\(4\).04013](https://doi.org/10.21272/jnep.13(4).04013)
  11. A Review of Nanofluids as Coolants for Thermal Management Systems in Fuel Cell Vehicles / Ahmed S. F., Alazwari M., Said Z. et al. *Nanomaterials*. 2023. Vol. 13, No. 21. P. 2861. DOI: <https://doi.org/10.3390/nano13212861>
  12. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System / Balitskii A., Kindrachuk M., Volchenko D., Karol F. Abramek, Balitskii O., Skrypnyk V., Zhuravlev D., Bekish I., Ostashuk M., Kolesnikov V. *Energies*. 2022. Vol. 15, no 59. Pp. 1–21. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15010059>
  13. Advances of nanofluids in heat exchangers – A review / Bhatti M. M., Rashidi M. M., Freidoonimehr N. et al. *Heat Transfer – Asian Research*. 2020. Vol. 49, No. 8. P. 4987–5009.
  14. Menni Y., Chamkha A. J., Ameer H. Advances of nanofluids in heat exchangers—A review. *Heat Transfer*. 2020. No 49. Pp. 4321–4349. <https://doi.org/10.1002/htj.21829>
  15. Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on Ukrainian natural aluminosilicates / Moraru V. N., Komysh D. V., Khovavko A. I., Snigur A. V., Gudkov N. N. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 3, No. 8(117). P. 6–15. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286320>
  16. Rymar T. Use of water-TiO<sub>2</sub> nanofluid in horizontal slinky collector of heat pump. *Energy Engineering and Control Systems*. 2022. Vol. 8, No. 1. Pp. 7–14. DOI: <https://doi.org/10.23939/jeeecs2022.01.007>
  17. Aksonov O., Zolotko O. Analysis of the nozzle impact on the characteristics of the pulse detonation engine. *Proceedings of the International Astronautical Congress (IAC-2024)*. 2024. DOI: <https://doi.org/10.52202/078371-0112>  
Dimet Laval nozzle expansion section analysis and optimization / Kun T., Jie H. W., Markovych S., Wang Y. *Journal of Engineering Sciences*. 2021. Vol. 8(2). Pp. F6-F10, doi: [https://doi.org/10.21272/jes.2021.8\(2\).f2](https://doi.org/10.21272/jes.2021.8(2).f2)

**Отримано: 03.04.2026 / Переглянуто: 07.05.2026 / Прийнято: 25.05.2026 / Опубліковано: 30.05.2026**

- <sup>1</sup> **VOLCHENKO O.**, Doctor of Technical Sciences, professor of the Department of Construction and Road-Building Machinery  
e-mail: vol21@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0388-8351>
- <sup>2</sup> **VOZNYI A.**, PhD, associate professor of the Department of Information and Telecommunication Technology and Systems  
e-mail: andrii.voznyi@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-4938-1294>
- <sup>3</sup> **VUDVUD O.**, PhD, Associate professor, Head of the Department of Lifting, Transport and Robotic Equipment  
e-mail: alex.vudvud@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4807-3634>
- <sup>1</sup> **SEMENIY O.**, Graduate student of the Department of Construction and Road Machinery  
e-mail: alexander.psy@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2464-6508>
- <sup>2</sup> **ANDREYCHIKOV Ye.**, lieutenant colonel, senior lecturer of the Department of Military Training  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>
- <sup>1</sup> *Kharkiv National Automobile and Highway University*  
Yaroslava Mudrogo str. 25, 61002, Kharkiv, Ukraine
- <sup>2</sup> *Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas*  
15 Karpatska St., 76019, Ivano-Frankivsk, Ukraine
- <sup>3</sup> *Odessa National Polytechnic University*  
1 Shevchenko Ave., 65044, Odesa, Ukraine

## DESIGN OF AN EFFICIENT CHAMBERED DISC-PAD BRAKE

The materials of the article consider the optimization design of friction pairs of a chamber-type disc-shoe brake taking into account the restrictions on the design and operational parameters. The design and operation of a chamber disc-shoe brake of a drilling winch are presented, with a brake disk consisting of two half-disks of variable thickness, the larger of which corresponds to the maximum radius of the friction zone, and the smaller one to its minimum radius. As a heat carrier in the disk chamber in the cooling system, low-melting Li in the form of a powder mixed with water was used. Using the force method, the inertia forces, radial and tangential forces acting on the chamber disk and nanofluid in the volume of the chamber were determined. The stress-strain state of the disk was simulated to study mechanical and thermal stresses using the Ansys Workbench program. The values of the maximum equivalent stresses and stress gradients along the thickness of the chamber disk were determined and analyzed. The efficiency of nanofluid cooling was assessed using the thermal balance of the chamber disk. The thermal balance was assessed during forced air and forced nanofluid cooling of a metal friction element. Experimental and design developments, theoretical studies, and a full-scale computational experiment on a new type of chamber disc-pad brake with nanofluid cooling allowed us to establish the regularities of changes in operational parameters in the form of graphical dependencies. The main operational and heat exchange parameters of the serial and developed disc-pad brake of a drilling winch were compared. The wear and friction properties of friction pairs were improved by operating the brake in a temperature range lower than that permissible for the friction lining material, and, as a result, the braking qualities for the lifting shaft of the drilling rig.

**KEYWORDS:** *drilling winch, disc-pad brake, friction unit, brake disc, brake disc chamber, nanofluid, stress-strain state*

**In cites:** Volchenko O., Voznyi A., Vudvud O., Semenyi O., Andreychikov Ye. (2026). Design of an efficient chambered disc-pad brake. *Engineering*, (37), 137-152. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-12> (in Ukraine)

### Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

### References

1. Aliyev, AM 1982. 'The analysis of power consumption of frictional brakes for trip operations / A.M.Aliyev', *HERALD of the Azerbaijan Engineering Academy*, Vol. 10, no 4, art 2018, Pp.17-22.
2. Kragelskii, IV, Dobychin, MN, Kombalov, VS 1982, *Friction and Wear: Calculation Methods*, Pergamon Press, Oxford.
3. Volchenko, OI, Skrypnik, VS, DYu, Zhuravlov, Burava, OS, Voznyi, AV & Semeni, OM 2024, 'Prymusove okholodzhennia fryktsiinykh vuzliv halm (chastyna 1)' [Forced cooling of friction units

- of halms (part 1) ], *Problemy tertia ta znoshuvannia*, iss. 3 (104), Pp. 112-121. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.3\(104\).18996](https://doi.org/10.18372/0370-2197.3(104).18996) ( in Ukraine)
4. Kindrachuk, MV, Volchenko, DO, Andreichykov, YeYu, Voznyi, AV, Vudvud, OM & Skochko, SA 2024, 'Prymusove okholodzhennia fryktsiinykh vuzliv halm (chastyna 2)' [Forced cooling of friction units of halms (part 2) ], *Problemy tertia ta znoshuvannia*, iss 3 (104), Pp. 122-131. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.3\(104\).18997](https://doi.org/10.18372/0370-2197.3(104).18997) ( in Ukraine)
  5. Kernytskyi, I, Volchenko, A, Szlachetka, O, Horbay, O, Skrypnyk, V, Zhuravlev, D, Bolonnyi, V, Yankiv, V, Humenuyk, R, Polyansky, P, Le'sniewska, A, Walasek, D & Koda, E 2022, 'Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes', *Energies*, no 15, Art 7412, Pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15197412> ( in Ukraine)
  6. Kindrachuk, M, Volchenko, D, Fidrovskaya, N, Dukhota, A, Zhuravlev, D, Ostashuk, M, Porokhovskiy, Y & Kharchenko, V, 2023, 'Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes', *East.-Europ. Journ. of Enterp. Technol*, no 4(12(124)), Pp. 56-61. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699> ( in Ukraine)
  7. Kalinkevych, MV 2024, 'Hidrodynamichna konstruktsiia dyfuzoriv vidtsentrovnykh kompresoriv' [Fluid dynamic design of centrifugal compressor diffusers], *Refrigeration Engineering and Technology*, no 59(4), Pp. 230-243. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i4.2730> ( in Ukraine)
  8. Iudin, YuO, Subotovych, VP, Lapuzin, OV & Malymon, II 2019, 'Aerodynamichne doslidzhennia viseradialnykh dyfuzoriv dlia osovoho kompresora hazoturbinoi ustanovky' [Aerodynamic studies of all-radial diffusers for an axial compressor of a gas turbine installation ], *Visnyk NTU «KhPI»*, no 3, Pp. 62–68. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.04> ( in Ukraine)
  9. Iudin, YuO, Subotovych, VP, Lapuzin, OV & Malymon, II 2020, 'Rozrakhunkove aerodynamichne doslidzhennia vykhlopnoho dyfuzora potuzhnoi parovoi turbiny v shyrokomu diapazoni rezhymiv roboty' [Computational aerodynamic studies of the exhaust diffuser of a powerful steam turbine in a wide range of operating modes ], *Visnyk NTU «KhPI»*, no 1, Pp. 88–94. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2020.01.01> ( in Ukraine)
  10. Volchenko, DA, Kindrachuk, MV, Dolishnyi, BV & Balitskiy, AV 2021, 'Nanoridyny v systemakh okholodzhennia i yikh efektyvnist' [Nanofluids in cooling systems and their effectiveness ], *Zhurnal nano- ta elektronnoi fizyky*, Vol. 13, no 4, Pp. 04013 1–04013 6. DOI: [https://doi.org/10.21272/jnep.13\(4\).04013](https://doi.org/10.21272/jnep.13(4).04013) ( in Ukraine)
  11. Ahmed, SF, Alazwari, M, Said, Z et al 2023, 'A Review of Nanofluids as Coolants for Thermal Management Systems in Fuel Cell Vehicles', *Nanomaterials*, Vol. 13, No. 21, P. 2861. DOI: <https://doi.org/10.3390/nano13212861>
  12. Balitskii, A, Kindrachuk, M, Volchenko, D, Karol, F, Abramek, Balitskii, O, Skrypnyk, V, Zhuravlev, D, Bekish, I, Ostashuk, M & Kolesnikov, V 2022, 'Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System', *Energies*, vol. 15, no 59, Pp. 1–21. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15010059>
  13. Bhatti, MM, Rashidi, MM, Freidoonimehr, N et al 2020, 'Advances of nanofluids in heat exchangers – A review', *Heat Transfer – Asian Research*, Vol. 49, No. 8, Pp. 4987–5009.
  14. Menni, Y, Chamkha, AJ & Ameer, H 2020, 'Advances of nanofluids in heat exchangers—A review', *Heat Transfer*, no 49, Pp. 4321–4349. DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.21829>
  15. Moraru, VN, Komysh, DV, Khovavko, AI, Snigur, AV & Gudkov, NN 2022, 'Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on Ukrainian natural aluminosilicates', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 3, No. 8(117), P. 6–15. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286320>
  16. Rymar, T 2022, 'Use of water-TiO<sub>2</sub> nanofluid in horizontal slinky collector of heat pump', *Energy Engineering and Control Systems*, Vol. 8, No. 1, pp. 7–14. DOI: <https://doi.org/10.23939/jeecs2022.01.007>
  17. Aksonov, O & Zolotko, O 2024, 'Analysis of the nozzle impact on the characteristics of the pulse detonation engine', *Proceedings of the International Astronautical Congress (IAC-2024)*. DOI: <https://doi.org/10.52202/078371-0112>
  18. Kun, T, Jie, HW, Markovych, S & Wang, Y 2021, 'Dimet Laval nozzle expansion section analysis and optimization', *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 8(2), pp. F6-F10, doi: [https://doi.org/10.21272/jes.2021.8\(2\).f2](https://doi.org/10.21272/jes.2021.8(2).f2)

**Submission received: 04.03.2026/Revised: 05.07.2026/Accepted: 05.25.2026/Published: 05.30.2026**