

УДК 621.891 (043.3)

DOI: 10.18372/0370-2197.3(100).17890

М. В. КИНДРАЧУК<sup>1</sup>, Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ<sup>2</sup>, С. А. ПРИКОЛОТИН<sup>3</sup>,  
Є. Ю. АНДРЕЙЧІКОВ<sup>2</sup>, О. С. БУРАВА<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

<sup>2</sup>Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

<sup>3</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ЗНОСО-ФРИКЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМОВИХ ПРИСТРОЇВ

Розглядається взаємозв'язок зносо-фрикційних властивостей та енергонавантаженості пар тертя гальмівних пристроїв при зовнішньому терті різноіменних пар тертя стрічково-колодкового гальма. Показано вирішальний вплив на динамічний коефіцієнт тертя ( $f$ ) та інтенсивність зношування ( $I_n$ ) максимальної поверхневої температури ( $\vartheta_m$ ) на дискретних контактах пар тертя. Проаналізовано графічні залежності вигляду  $f=f(p_a, \vartheta_m)$  та  $I_n=I(p_a, \vartheta_m)$ , а  $\lambda=\lambda(\vartheta)$ ,  $a=a(\vartheta)$  та  $NB=N(\vartheta)$  ( $p_a$  – імпульсних питомих навантажень;  $\lambda$  і  $a$  – коефіцієнти тепло та температурності,  $NB$  – твердість за Брінеллем) та встановити їх взаємозалежність від температур поверхонь тертя. У правильно спроектованому металевому елементі тертя будь-якого вигляду гальмівного пристрою повинні витримуватися величини відношення площ матових і полірованої (робочої) поверхонь. При цьому збільшення площі матової поверхні досягається запровадженням зовнішніх конструктивних елементів. У барабанно- і стрічково-колодкових гальмах це виконання ребер, дефлекторів, канавок, виступів та ін.), в дисково-колодкових гальмах використовують внутрішні розвинені поверхні в самовентильованих дисках (виступи, напівребра, ребра, канали та ін.). Такий підхід пов'язаний із необхідністю інтенсифікації вимушеного охолодження металевих елементів тертя, які є акумуляторами теплової енергії у будь-якому виді гальмівного пристрою. Тому друга і третя підсистеми різних видів гальмівних пристроїв розглядаються з точки зору взаємодії металевих елементів тертя зі швидкісними потоками омиваючого середовища, які знижують їх енергонавантаженість. При оцінці інтенсивності охолодження одночасно з вимушеним охолодженням у стрічково-і барабанно-колодковому гальмі необхідно враховувати кондуктивний вид теплообміну у спряженнях «обід шківів – кріпильний виступ і «обід барабана – бокова стінка». Наявність кріпильного виступу істотно впливає на інтенсивність циркуляції основних та додаткових теплових потоків в обід шківів. Бічна стінка барабана грає істотну роль формуванні термостабілізаційного стану його обода. Зроблено порівняльний аналіз зміни основних експлуатаційних параметрів і встановлена їх взаємозалежність на модельному стрічково-колодковому гальмі при роботі пар тертя в режимах імпульсного і тривалого гальмування.

**Ключові слова:** гальмівні пристрої, пари тертя, енергонавантаженість, зносо-фрикційні властивості.

**Вступ.** Процес тертя у парах фрикційної взаємодії гальмівних пристроїв можна уявити як деяку сукупність електричних, температурних і механічних імпульсів, що виникають при дискретному контактуванні. Однак можлива ситуація, коли більша, ніж зазвичай, величина вище перерахованих імпульсів призводить до формування особливих, специфічних структур.

Якість і надійність створюваних конструкцій фрикційних вузлів гальмівних пристроїв залежать від інтенсивності процесів, явищ і ефектів, що відбуваються

при фрикційній взаємодії мікроставів поверхонь тертя. Контакт мікроставів носить дискретний характер, його інтенсивність оцінюється динамічним коефіцієнтом взаємного перекриття пар тертя, а величина коливається не більше 0,15 – 0,75 залежно від типу вузла.

**Аналіз літературних даних та стан проблеми.** У роботі [1] визначали реальну максимальну температуру ( $\vartheta_m$ ) на дискретній поверхні тертя  $\vartheta_n$ , використовуючи гіпотезу підсумовування температур на поверхні тертя.

$$\vartheta_m = \vartheta_{cn} + \vartheta_n + \vartheta_v, \quad (1)$$

де  $\vartheta_{cn}$ ,  $\vartheta_n$ ,  $\vartheta_v$  – температури: спалаху, поверхнева, та об'ємна металевого фрикційного елемента.

Так як при нормальній роботі аналізованих вузлів тертя температура підтримується рівною заданим значенням, приймаємо, що температура номінальної поверхні дорівнюватиме об'ємній температурі. У цьому випадку сумарна температура дорівнюватиме [2]

$$\vartheta_\Sigma = \vartheta_0 + \vartheta_v + \vartheta_{cn}, \quad (2)$$

де  $\vartheta_0$  – вихідна температура пари тертя.

Більше того необхідно розглядати поверхнево-об'ємну температуру підповерхневого шару.

Перераховані температури у металевому фрикційному елементі проходять шлях: мікростави – поверхня – товщина елемента.

Дослідженню імпульсного та тривалого режимів гальмування пар тертя стрічково-колодкового гальма присвячена робота [3]. Однак в останній не було встановлено взаємозв'язок між експлуатаційними параметрами пар тертя гальма.

Схема реалізації методу теплової динаміки, моделювання тертя та зносу при розрахунку робочих характеристик гальма на стадії проектування [1]:  $\vartheta_{\max}$  – максимальна температура на поверхні тертя;  $P_a$  – номінальний тиск на поверхні тертя; зміна в часі гальмування швидкості ковзання  $V$ ; коефіцієнта тертя  $f_t$  та гальмівного моменту  $M_{\Gamma}$ ; повний час гальмування  $t_{\Gamma}$ ; шлях гальмування  $L_{\Gamma}$  та знос фрикційних елементів на одне гальмування  $\Delta h$ . Однак при цьому не було встановлено взаємозв'язок між перерахованими вище робочими характеристиками гальма.

Досвід застосування пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів без урахування взаємозалежності енергетичних параметрів при їх експлуатації показав, що нерідкі такі пошкодження, як термічні тріщини накладки, термопружне короблення гальмівного диска, особливо в режимі тривалого при-гальмування [4].

У роботах [5, 6] показано, що термопружна нестійкість викликана електротермомеханічним нагріванням та термічною деформацією поверхонь. Важливою теплофізичною властивістю гальмівного диска є коефіцієнти тепло- та температуропровідності його матеріалу, оскільки значна кількість теплової енергії накопичується на початковому етапі гальмування.

Характеристикою рівня теплової енергії є поверхнева температура, яка залежить від кількості підведеної до дискового гальма механічної енергії, фізико-механічних та теплотехнічних властивостей матеріалів елементів тертя та ефективності дисипації енергії у навколишнє середовище [7, 8]. У зв'язку з цим динамічний коефіцієнт тертя дискового гальма, який за визначенням враховує

вплив температури, можна розглядати як характеристику кінетичних фрикційних властивостей дискового гальма, що визначають інтенсивність реалізації процесу гальмування [9, 10].

**Постановка задачі.** У даній публікації розглянуто такі питання стосовно вирішуваної проблеми:

- трибологічні підсистеми різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв;
- тимчасові залежності основних експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма при випробуваннях;
- обговорення результатів.

**Мета роботи** – обґрунтувати взаємозалежність зносо-фрикційних властивостей та енергонавантаженість пар тертя стрічково-колодкового гальма.

**Трибологічні підсистеми різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.** Розглянемо конструктивні особливості різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв.

На рис. 1, *а, б* показані пари тертя дисково-колодкового гальма. Пара тертя складається з фрикційних накладок 2, які знаходяться в нерухомих гальмівних колодках. При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 2 з гальмівним диском, що обертається 1 під дією нормального притискового зусилля  $N$  утворюється бігова доріжка тертя диска 3.

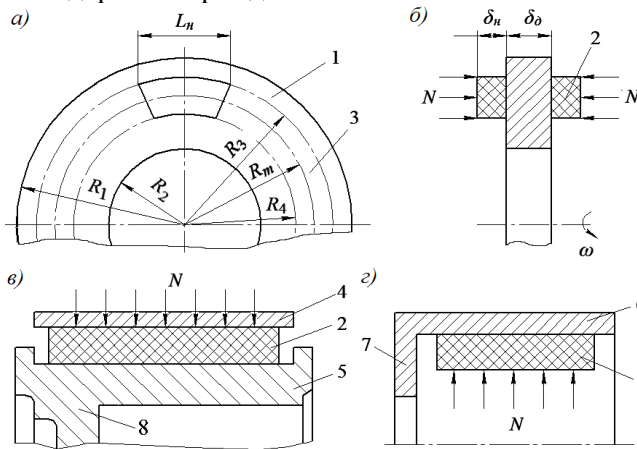


Рис. 1. Схеми різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв: *а, б* – дисково-колодкового (поздовжній та поперечний розріз); *в* – стрічково-колодкового (поперечний розріз); *г* – барабанно-колодкового (поперечний розріз)

На рис. 1, *в* проілюстрований фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. При затягуванні гальмівної стрічки 4 під дією нормального притискового зусилля  $N$  робоча поверхня фрикційної накладки 2 взаємодіє з біговою доріжкою тертя обода шківів 5. В свою чергу обід шківів за допомогою виступу кріплення 8 з'єднаний з фланцем барабана [9].

Фрикційний вузол барабанно-колодкового гальма автомобіля наведений на рис. 1, *г*. Вузол містить обід гальмівного барабана 6 з фланцем 7 і фрикційні накладки 2, що знаходяться на гальмівних колодках. При їх розтисканні робочі поверхні накладок 2 взаємодіють з внутрішньою (робочою) поверхнею обода гальмівного барабана 6.

Встановимо взаємозв'язок між трибосистемою, якою є фрикційні вузли

гальма, та їх термодинамічний стан. Ця трибосистема є відкритою, у її матеріалах виступає у ролі відкритої системи змінна кількість електронів та іонів. У термодинаміці умовою рівноваги між відкритими системами є рівність температур та хімічних потенціалів  $\mu$ . Хімічний потенціал – це інтенсивна величина, що визначається з виразу:

$$\mu = \left( \frac{\partial A}{\partial(N)} \right)_{TV}, \quad (3)$$

де  $\partial A$  – повний диференціал вільної енергії  $\partial A = -SdT - PdV + \mu d(N)$ ;  $N$  – кількість електронів та іонів;  $T, P, V$  – температура, тиск, об'єм;  $S$  – ентропія.

Чотири найбільш загальнозживані термодинамічні потенціали  $E, H, A, G$  ( $E$  – енергія підсистеми;  $H$  – гамільтоніан (повна енергія системи)  $H(q_1, p_1)$ , де  $q_1$  – узагальнена координата;  $p_1$  – узагальнені імпульси;  $G$  – вільна ентальпія) відповідають опису підсистеми у змінних  $(S, V, \langle N \rangle)$ ,  $(S, P, \langle N \rangle)$ ,  $(T, V, \langle N \rangle)$ ,  $(T, P, \langle N \rangle)$ . Скористаємося описом, в якому екстенсивна змінна  $\langle N \rangle$  замінюється спряженою з нею інтенсивною змінною  $\mu$ . Для побудови термодинамічного потенціалу у змінних  $(T, V, \mu)$  можна поступати так само, як при виведенні вільної ентальпії (енергії Гіббса)  $G(T, P, \langle N \rangle)$  із вільної енергії  $A(T, V, \langle N \rangle)$ , тобто скористатися «перетворенням Лежандра» [3].

Розглянемо фрикційні пари різних видів гальмівних пристроїв як трибосистеми з її складовими підсистемами. Зупинимося на найбільш характерних підсистемах згідно з табл. 1.

Таблиця 1

Підсистеми різних видів гальмівних пристроїв

		Перша	Друга	Третя	Четверта
Види гальмівних пристроїв	$I^*$	Поверхні поясів тертя диска взаємодіють із фрикційними накладками.	Торцеві та бічна поверхні диска, що взаємодіють зі швидкісними струмами омиваючого середовища	Тіло суцільного диска або розвинені поверхні самовентильованого диска	Поверхневі та підповерхневі шари трибоспряження «диск – накладки колодок»
	$II^*$	Робоча поверхня гальмівного барабана, яка взаємодіє з накладками.	Зовнішня поверхня обода барабана взаємодіє зі швидкісними струмами омиваючого середовища.	Поверхневі та підповерхневі шари трибоспряження «барабан – накладки».	Взаємодія обода барабана з його бічною стінкою.
	$III^*$	Робоча поверхня гальмівного шківів, взаємодіє з накладками.	Внутрішня поверхня обода шківів, взаємодіє зі швидкісними струмами омиваючої середовища.	Поверхневі та підповерхневі шари трибоспряження «шків – накладки».	Взаємодія обода шківів з його кріпильним виступом.

\*Примітка: I, II, III – дисково-, барабанно та стрічково-колодкові гальмівні пристрої.

У правильно спроектованому металевому елементі тертя будь-якого виду гальмівного пристрою повинні витримуватися величини відношення площ матових і полірованої (робочої) поверхонь. При цьому збільшення площі матової поверхні досягається впровадженням зовнішніх конструктивних елементів. У барабанно- і стрічково-колодкових гальмах це виконання ребра, дефлекторів, канавок, виступів та ін.), в дисково-колодкових гальмах використовують внутрішні розвинені поверхні в само вентильованих дисках (виступи, напівребра, ребра, канали та ін.). Такий підхід пов'язаний із необхідністю інтенсифікації вимушеного охолодження металевих елементів тертя, які є акумуляторами теплової енергії у будь-якому виді гальмівного пристрою. Тому друга і третя підсистеми різних видів гальмівних пристроїв, що розглядаються з точки зору взаємодії металевих елементів тертя зі швидкісними потоками омиваючого середовища, знижують їх енергонавантаженисть (див. таблицю) [4].

При оцінці інтенсивності охолодження одночасно з вимушеним охолодженням у стрічково-і барабанно-колодковому гальмі необхідно враховувати кондуктивний вид теплообміну в поєднаннях «обід шківів – кріпильний виступ і «обід барабана – бічна стінка». Наявність кріпильного виступу суттєво впливає на інтенсивність циркуляції основних та додаткових теплових потоків в обід шківів. Бічна стінка барабана грає істотну роль формуванні термостабілізаційного стану його обода (див. таблиці, четверта підсистема).

**Тимчасові залежності основних експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкового гальма.** Металеві фрикційні елементи можна представити у вигляді багат шарової конструкції, що складається з  $k$  шарів. Ефективну глибину проникнення теплоти під час гальмування  $t_f$  визначаємо за формулою

$$b_{\Sigma_{ef}} = 0,173 \left( \sum_{i=1}^k \sqrt{a_i t_i} \right), \quad (4)$$

де  $t_i = b_i^2 / 3a_i$  ( $1 \leq i \leq k$ ). Якщо  $t_f$  таке, що  $\sum_1^k t_i \leq t_f$ , то в розрахунку

використовуємо товщину  $b_{\Sigma_p} = 0,173 \left( \sum_{i=1}^k \sqrt{a_i t_i} \right)$ , тобто всю товщину

багат шарового елемента. Якщо ж  $t_f$  таке, що для деякого  $i = j+1 < k$ ,  $\sum_1^{j+1} t_i \geq t_f$ ,

а  $\sum_1^j t_i < t_f$ , то у розрахунку для визначення  $b_{\Sigma_{ef}}$  використовуємо  $j+1$  шарів.

Наприклад, нехай є 3 шари з теплопровідностями  $a_1 = 10^{-5}$ ,  $a_2 = 5 \cdot 10^{-7}$ ,  $a_3 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$  та товщини шарів  $10^{-2}$ ,  $3 \cdot 10^{-3}$  і  $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  відповідно. При цьому повна тривалість тертя 0,5 с, тоді

$$t_1 = (10^{-2})^2 / 3 \cdot 10^{-5} = 0,333 \text{ с}; \quad t_2 = \frac{(3 \cdot 10^{-3})^2}{3 \cdot 5 \cdot 10^{-7}} = 0,6 \text{ с}.$$

Видно, що

$$t_1 + t_2 = 0,333 + 0,6 = 0,933 \text{ с} > 0,5 \text{ с}.$$

Для розрахунку використовуємо 2 шари, а  $b_{\Sigma_{ef}}$  при цьому буде

$$b_{\Sigma_{ef}} = b_1 + b_{2_{\text{эф}}} = 10^{-2} \text{ м} + 1,73 \sqrt{5 \cdot 10^{-7} \cdot (5 - 3,33)} = 10^{-2} + 1,57 \cdot 10^{-3} = 11,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Для багатошарової конструкції металевого фрикційного елемента

$$b_{i_{\Sigma_{ef}}} = 0,173 \left( \sqrt{a_1 t_1} + \sqrt{a_2 t_2} + \dots + \sqrt{a_j t_j} \right),$$

якщо  $t_1 + t_2 + \dots + t_j < t_{\Gamma}$

$$t_1 = b_1^2 / 3a_1, \quad t_1 = b_2^2 / 3a_2, \dots, t_j = b_j^2 / 3a_j.$$

Якщо  $\sum_{j=1}^{k-1} t_j < t_{\Gamma}$ , а  $\sum_{j=1}^k t_j > t_{\Gamma}$ , то для розрахунку  $b_{\Sigma_{ef}}$  використовуємо  $k$  шарів

багатошарової конструкції

Миттєвий тепловий потік, який пронизує металевий фрикційний елемент дорівнює

$$q = \frac{\lambda dT}{a dr}, \quad (5)$$

де  $\lambda$ ,  $a$  – коефіцієнти: теплопровідності, температуропровідності;  $\frac{dT}{dr}$  – зміна температури у часі.

Конструкція та робота модельного стрічково-колодкового гальма представлена в роботах [3, 9]. Відмінність між режимами гальмування полягала у тому, що фрикційні накладки в імпульсному режимі гальмування мали вдвічі менше робочу площу, ніж при тривалому режимі гальмування. При випробуваннях використовувалися експериментальні функції  $f = f(p_a, \vartheta_M)$  і  $i_n = i(p_a, \vartheta_M)$ .

З аналізу графічних залежностей вигляду  $f = f(p_a, \vartheta_M)$  і  $I_n = I(p_a, \vartheta_M)$  (рис. 2), а також  $\lambda = \lambda(\vartheta)$ ,  $a = a(\vartheta)$  і  $HB = HB(\vartheta)$  (рис. 3 а, б, в) впливає наступне:

- вирішального впливу на динамічний коефіцієнт тертя  $f$  та інтенсивність зношування  $I$  фрикційного матеріалу оказує не середня температура номінальної поверхні тертя  $\vartheta_a$ , а максимальна температура на дискретній поверхні тертя  $\vartheta_M$ ;
- отримані залежності  $f = f(p_a, \vartheta_M)$  і  $I_n = I(p_a, \vartheta_M)$  добре відповідають загальним положенням теорії зовнішнього тертя, за якими зі зростанням питомих навантажень  $p_a$  зменшується динамічний коефіцієнт тертя  $f$  і зростає інтенсивність лінійного зносу  $I_n$ . Вони також добре корелюються з результатами досліджень при високих  $k_{вз}$ ;
- для другого рисунка залежно від поверхневої температури на контакті параметри  $\lambda$ ,  $a$  і  $HB$  помітно знижуються;
- критичним точкам  $A$  і  $A_1$  при підповерхневій температурі  $700^\circ\text{C}$  коефіцієнт температуропровідності ( $a$ ) і твердості ( $HB$ ) матеріалів стають рівними, відповідно,  $\text{м}^2/\text{с}$  і  $65,0 \text{ МПа}$ .

Порівняльний аналіз зміни основних експлуатаційних параметрів модельного стрічково-колодкового гальма при роботі пар тертя в режимах імпульсного (рис. 4, а) та тривалого (рис. 4, б) гальмування показав наступне:

- максимальна поверхнева температура ( $\vartheta_M$ ) при першому режимі за час  $t_{\Gamma} = 18,5 \text{ с}$ , а другому – за  $t_{\Gamma} = 130 \text{ с}$  при імпульсному питомому навантаженні  $p_a = 1,35 \text{ МПа}$ , а в інших випадках вона є постійною. Таким підтримується і нормальне зусилля ( $N$ ) при квазілінійній закономірності зміни швидкості ковзання ( $v_{\text{ковз}}$ );

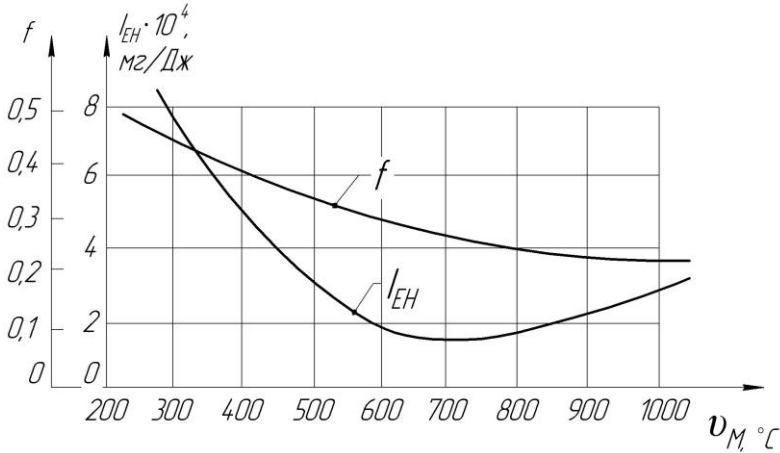


Рис. 2. Закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя  $f$  та енергетичної інтенсивності зношування  $I$  легуваної сталі 30ХГСА при терті по матеріалу ФК-24А від поверхневої температури при питомих навантаженнях  $p_a = 0,75 - 1,0$  МПа та різних значеннях швидкості ковзання  $V_{ковз}$

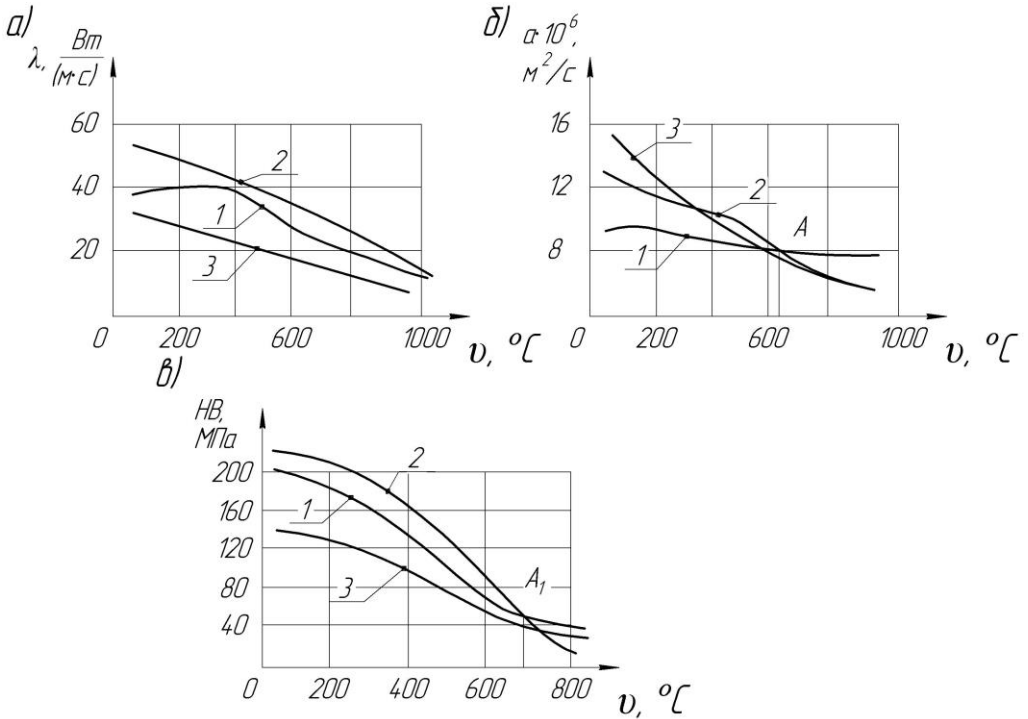


Рис. 3. Залежності коефіцієнтів теплопровідності (а), температуропровідності (б) та твердості по Брінеллю (в) від поверхневої температури ( $\vartheta_M$ ): сталь 30ХГСА (1), чавун ЧНМЧ (2) та фрикційний матеріал ФК-24А (3)

- максимальна  $\vartheta_M$  за час  $t_T$  більше 3,0 с досягається об'ємної температури  $\vartheta$  при першому режимі гальмування;
- сумарний знос  $\Sigma \Delta h$  нерухомих фрикційних накладок підпорядковується квазілінійному закону;

– гальмівний момент ( $M_{\Gamma}$ ) у першому режимі гальмування досягає максимальної величини за  $t = 2,0$  с, а у другому за  $t = 33$  с після чого у загальних випадках він стабілізується.

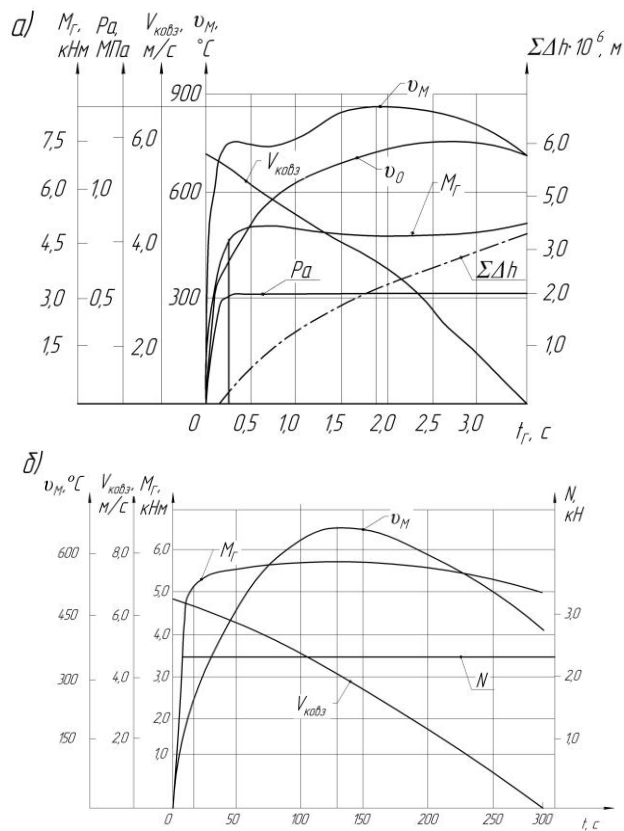


Рис. 4. Закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів модельного стрічково-колодкового гальма при роботі пар тертя в режимах імпульсного (а) та тривалого (б) гальмування

**Висновки.** Таким чином, проведено порівняльний аналіз зміни основних експлуатаційних параметрів та встановлена їх взаємозалежність на модельному стрічково-колодковому гальмі при роботі пар тертя в режимах імпульсного та тривалого гальмування.

#### Список літератури

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, И. Я. Ширали, Э. А. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев; под общ. ред. акад. А. Х. Джанахмедова. Стандарт. Баку: Апострофф, 2016. 312 с.
3. Шалыгин М. Г. Изнашивание субшероховатости поверхностей трения в водородосодержащей среде: дисс. ... на соиск. научн. степени докт. техн. наук: 05.02.04 – трение и износ в машинах, Брянск, 2017. – 254 с.
4. Кривошея Ю. В. Коэффициент трения покоя дискового тормоза / Ю. В. Кривошея, Д. С. Кривошея // Известие Транссиба, №4(44), 2020. – С. 75 – 81.



5. Пат. 2647338 С2 РФ, МПК F16D 49/08. Способ оценки внешних и внутренних параметров узлов трения при испытаниях в стендовых условиях / Вольченко Н. А., Вольченко А. И., Киндрачук М. В., Вольченко Д. А., Криштопа С. И. Журавлев Д. Ю., Журавлев А. Ю., Бекиш И. О., Захара И. Я., Кашуба Н. В., Возный А. В., Красин. П. С., Стаднык О. Б. заявитель и патентообладатель Вольченко Николай Александрович, №2015122719; заявл. 11.06.2015; опубл. 15.03.2018, Бюл. №8. 103 с.
6. Sergitnko V. P. Noise and vibration in friction system / V. P. Sergienko, S. N. Bukharov. Cham: Springer, 2014. 251 p.
7. Sarkar C. Transient thermo-elastic analysis of disk brake / C. Sarkar, H. Hirani // International Journal of Current Engineering and Technology. 2015. Vol. 5. No. 1. Pp. 413 – 418.
8. Belhocine A. Numerical investigation of a three-dimensional disc-pad model with and without thermal effects / A. Belhocine // Thermal science. 2015. Vol. 19. No. 6. Pp. 2195 – 2204.
9. Трибология: трение, износ, смазка /А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Баку: «Апостроф - А», 2019 - 640 с.
10. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R. K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2015. Vol. 6. Is. 11. Pp. 114-122.
11. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A., Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. - 2017. - 53. №2. - P. 135 -141.
12. Колесников И. В. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин. Москва: ВИНТИ РАН, 2015. 216 с.

Стаття надійшла до редакції 31.08.2023.

**Кіндрачук Мирослав Васильович** – докт. техн. наук, професор, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

**Журавльов Дмитро Юрійович** – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-950-04-18, E-mail: [dmytro.2103@ukr.net](mailto:dmytro.2103@ukr.net) <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

**Приколотін Сергій Анатолійович** – канд. фіз.-мат наук, аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61001, моб. 068- 400-75-20, E-mail: [prikolotin@yahoo.com](mailto:prikolotin@yahoo.com) <https://orcid.org/0009-0007-6504-0264>.

**Андрейчиков Євген Юрійович** – підполковник, старший викладач кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

**Бурава Олександр Степанович** – старший викладач, підполковник кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: [burava2012@ukr.net](mailto:burava2012@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>.

M. V. KINDRACHUK, D. Yu. ZHURAVLEV, S. A. PRIKOLOTIN, Ye. Yu. ANDREICHIKOV, O. S. BURAVA

## RELATIONSHIP OF WEAR-FRICTION PROPERTIES AND ENERGY-LOAD OF FRICTION COUPLES OF BRAKE DEVICES

The relationship between wear and friction properties and the energy load of friction pairs of braking devices during external friction of different friction pairs of a belt-pad brake is considered. The decisive influence on the dynamic coefficient of friction ( $f$ ) and the intensity of wear ( $I_n$ ) of the maximum surface temperature ( $\vartheta_M$ ) on discrete contacts of friction pairs is shown. Graphical dependences of the form  $f=f(p_a, \vartheta_M)$  and  $I_n=I(p_a, \vartheta_M)$ ,  $\lambda=\lambda(\vartheta)$ ,  $a=a(\vartheta)$  and  $HB=HB(\vartheta)$  were analyzed ( $p_a$  – impulse specific loads;  $\lambda$  and  $a$  – coefficients heat and temperature,  $HB$  – Brinell hardness) and establish their interdependence with the temperatures of the friction surfaces. In a correctly designed metal friction element of any type of braking device, the values of the ratio of the areas of matte and polished (working) surfaces must be maintained. At the same time, the increase in the area of the matte surface is achieved by the introduction of external constructive elements. In drum and belt-pad brakes, this is the implementation of ribs, deflectors, grooves, protrusions, etc.), in disc-pad brakes, internal developed surfaces are used in self-ventilated disks (protrusions, half ribs, ribs, channels, etc.). This approach is connected with the need to intensify the forced cooling of metal friction elements, which are heat energy accumulators in any type of braking device. Therefore, the second and third subsystems of various types of braking devices are considered from the point of view of the interaction of metal friction elements with high-speed flows of the washing medium, which reduce their energy load. When evaluating the intensity of cooling simultaneously with forced cooling in a belt and drum-pad brake, it is necessary to take into account the conductive type of heat exchange in the couplings "pulley rim – fastening protrusion and "drum rim - side wall". The presence of a fastening protrusion significantly affects the intensity of circulation of the main and additional heat flows in the rim of the pulley. The side wall of the drum plays a significant role in forming the thermo-stabilization state of its rim. A comparative analysis of changes in the main operating parameters was made and their interdependence was established on a model belt-pad brake during the operation of friction pairs in pulse and three-shaft braking modes.

**Key words:** braking devices, friction pairs, energy load, wear and friction properties.

### References

1. Treniye, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika) / A. V. Chichinadze, E. M. Berliner, E. D. Braun i dr.; Pod obshch. red. A. V. Chichinadze. – M.: Mashinostroyeniye, 2003. – 576 s.; il.
2. Proyektnyy i proverchnyy raschet friktsionnykh uzlov lentochno-kolodochnykh tormozov burovykh lebedok / A. X. Dzhanakmedov, D. A. Vol'chenko, V. S. Skrypyk, I. Ya. Shirali, E. A. Dzhanakmedov, N. A. Vol'chenko, D. Yu. Zhuravlev; pod obshch. red. akad. A. X. Dzhanakmedova. Standart. Baku: Apostroff, 2016.312 s.
3. Shalygin M. G. Iznashivaniye subsherokhovatosti poverkhnostey treniya v vodorodosoderzhashchey srede: diss. ... na soisk. nauchn. stepeni dokt. tekhn. nauk: 05.02.04 – treniye i iznos v mashinakh, Bryansk, 2017. – 254 s.
4. Krivosheya Yu. V. Koeffitsiyent treniya pokoya diskovogo tormoza / Yu. V. Krivosheya, D. S. Krivosheya // Izvestiye Transsiba, №4(44), 2020. – S. 75 – 81.
5. Pat. 2647338 S2 RF, MPK F16D 49/08. Sposob otsenki vneshnikh i vnutrennikh parametrov uzlov treniya pri ispytaniyakh v stendovykh usloviyakh / Vol'chenko N. A., Vol'chenko A. I., Kindrachuk M. V., Vol'chenko D. A., Krishtopa S. I. Zhuravlev D. Yu., Zhuravlev A. Yu., Bekish I. O., Zakhara I. Ya., Kashuba N. V., Voznyy A. V., Krasin. P. S., Stadnyk O. B. zayavitel' i patentoobladatel' Vol'chenko Nikolay Aleksandrovich, №2015122719; zayavl. 11.06.2015; opubl. 15.03.2018, Byul. №8. 103 s.

6. Sergitnko V. P. Noise and vibration in friction system / V. P. Sergienko, S. N. Bukharov. Cham: Springer, 2014. 251 p.

7. Sarkar C. Transient thermo-elastic analysis of disk brake / C. Sarkar, H. Hirani // International Journal of Current Engineering and Technology. 2015. Vol. 5. No. 1. Pp. 413 – 418.

8. Belhocine A. Numerical investigation of a three-dimensional disc-pad model with and without thermal effects / A. Belhocine // Thermal science. 2015. Vol. 19. No. 6. Pp. 2195 – 2204.

9. Tribologiya: treniye, iznos, smazka /A. X. Dzhanakhmedov, D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [i dr.] // Baku: «Apostrof - A», 2019 - 640 s.

10. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R. K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2015. Vol. 6. Is. 11. PP. 114-122.

11. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A., Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. - 2017. - 53. №2. - P. 135 -141.

12. Kolesnikov I. V. Sposoby snizheniya shuma i vibratsiy pri proyektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava / I. V. Kolesnikov, S. F. Podust, A. N. Chukarin. Moskva: VINITI RAN, 2015. 216 s.

**Kindrachuk Myroslav Vasyliovych** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0529-2466>.

**Zhuravlyev Dmytro Yuriyovych** – candidate technical of sciences, associate professor of the Department of Technical Mechanics, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, phone: +38 0342 72 71 41, mob. 050-950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

**Prikolotin Sergiy Anatoliyovych** – Ph.D. Physics and Mathematics, postgraduate student of the Department of Road and Road Machines Kharkiv National Automobile and Road University, vul. Yaroslav the Wise, 25, Kharkiv, Ukraine, 61001, mob. 068-400-75-20, E-mail: prikolotin@yahoo.com <https://orcid.org/0009-0007-6504-0264>.

**Andreychikov Yevgen Yuriyovych** – lieutenant colonel, senior lecturer of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, str. 15 Karpatska Street, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, <https://orcid.org/0000-0002-4579-3636>.

**Burava Oleksandr Stepanovych** – senior lecturer, lieutenant colonel of the Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, st. Karpatskaya, 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, phone: 38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1489-7763>.