

## ОЦІНКА ВІДНОСНОГО ЗНОСУ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Назаров О.І., Шпінда Є.М., Цибульський В.А.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

*Розглянуто напрямки щодо зниження швидкості зношування фрикційних пар гальмівних механізмів автомобілів для підвищення їх довговічності в процесі експлуатації, актуальним серед яких є відносна оцінка зносу однойменних тіл тертя з різною площею фрикційного контакту у тому ж габаритному об'ємі, що й оригінал. Застосування такого підходу дозволить знизити величину тиску на поверхнях тертя та швидкість зношування під час екстрених гальмувань транспортних машин.*

*В основу поставлена задача зниження зносу гальмівних механізмів в процесі експлуатації, за рахунок оптимізації профілю фрикційної накладки і ротора, які утворюють поверхню тертя.*

*Мета досягається тим, що на поверхнях тертя спряжених деталей «ротор–накладка» застосовується не плоский, а спеціальний макропрофіль, за рахунок якого збільшується площа поверхонь тертя без зміни габаритних розмірів тіл тертя, що в кінцевому результаті приводить до зменшення тиску на поверхнях тертя, та, як наслідок, – зниження швидкості зносу.*

*Як для дискових гальмівних механізмів-оригіналів, так і для барабаних гальм-оригіналів, ширина колодки, обмежена внутрішнім і зовнішнім радіусами, у першому випадку, та шириною внутрішньої поверхні тертя барабана – у другому, є незмінною. Але при застосуванні спеціального макропрофіля (криволінійного, трапеце-, торовидного та ін.) поверхонь тертя у таких гальмівних механізмах, зростає ширина фрикційного контакту. При цьому зменшується тиск на поверхнях спряжених деталей «ротор–накладка», який за рахунок більш повного прилягання поверхонь тертя створює умови для зменшення по величині та більш рівномірного розподілу температурного градієнта, що розподіляється по більшій площі фрикційного контакту, забезпечуючи більш стабільний коефіцієнт тертя ковзання. Це у кінцевому результаті приводить до підвищення стабільності функціонування гальм, особливо при циклічних гальмуваннях транспортних засобів, та зниження швидкості зношування поверхонь фрикційного контакту.*

*Теоретичні дослідження представлено у вигляді діаграм відносного зносу та аналітичних залежностей, одержаних на основі теорії тертя І.В. Крагельського, які дозволяють оцінити можливу абсолютну та відносну величину зносу поверхонь тертя гальм транспортних засобів.*

**Ключові слова:** *гальмівний механізм, процес зношення, абсолютний та відносний знос, поверхня тертя, ширина фрикційного контакту, спеціальний макропрофіль.*

**Вступ**

Одним із завдань сучасної науки про тертя та зношування є підбір оптимального поєднання матеріалів і прогнозування поведінки їх в різних умовах за режимами роботи і конструкцій, в тому числі, і розрахунок робочих характеристик фрикційних пар в заданих умовах експлуатації [1, 2].

При терті відбуваються значні зміни властивостей фрикційних матеріалів у поверхневих шарах. Ці зміни в ряді випадків мають вирішальний вплив на процеси тертя й зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів [3–5].

Практика експлуатації транспортних засобів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і фрикційних вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає дієздатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження [1–5] показали, що близько 70% виходу із ладу транспортних засобів під час експлуатації виникає через знос у гальмівних механізмах, особливо дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії.

Безперервно зростаючі вимоги до безпечності використання транспортних засобів визначають необхідність підвищення ресурсу їх спряжень тертя, тобто зниження величини зносу за певний проміжок часу.

Важливим для оцінки надійності гальмівних систем транспортних засобів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу спряження тертя. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи транспортного засобу, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах експлуатації, то встановлення закономірності оцінки відносного зносу спряжених деталей в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації являється актуальним.

В даний час дисковими гальмами оснащені майже всі транспортні засоби. Все більше проникають вони на спецавтомобілі. Розвиток конструкцій йде за двома напрямками [5, 6].

По-перше, розробникимагаються кращого охолодження гальма. Основний метод - використання вентиляованих дисків підвищеної товщини з внутрішніми каналами для охолоджуючого повітря.

Другий напрямок - забезпечення рівномірного розподілу нормальних тисків по всій фрикційній накладці. Для цього використовують різні шляхи: зміщують точку прикладання притискає сили по довжині накладки, оптимізують форму накладки, застосовують по два циліндра (і більше) з кожного боку супорта.

Основна позитивна якість дискового гальма, що визначило його повсюдне поширення, – висока стабільність гальмівного моменту в умовах інтенсивного гальмування. Дискові гальма дають меншу різницю в гальмівних силах на правих і лівих колесах, тому застосовуються перш за все на колесах передньої осі. Дискові гальма дозволяють зберегти хорошу стійкість автомобіля при гальмуванні з великою початковою швидкістю руху автомобіля з найменшою величиною гальмівного шляху [2-5].

Дискові гальма має кращі умови охолодження в порівнянні з барабанним, так як поверхня тертя диска безпосередньо обдувається охолоджуючим повітрям. Це сприятливо позначається на температурному режимі фрикційної пари. Фрикційні властивості гальма краще зберігаються навіть при порівняно високій загальній (об'ємній) температурі гальма. Внаслідок цього при багаторазових циклічних гальмуваннях зусилля на педалі гальма, необхідне для підтримки певного уповільнення автомобіля, збільшується в меншій мірі, ніж при барабанних гальмах. Ця обставина рекламується, як важлива перевага дискових гальм [6, 7].

### **Аналіз останніх публікацій**

Для зниження швидкості зношування компанія DBA запатентувала передову технологію системи вентиляції гальмівного ротора (диск Kangaroo Paw [8]). Завдяки тому, що вентиляційні канали мають особливу форму і розташовані в певному порядку між двома сторонами гальмівного диска, створюється ефект ротора. Обертання диска призводить до утворення аеродинамічної турбулентності повітря всередині диска, збільшуючи його швидкість. Це призводить до того, що гаряче повітря буквально виштовхується з внутрішньодискового простору, сприяючи більш інтенсивному його охолодженню. Така конструкція гальмівного диска робить гальмівний механізм більш стабільним при загальному зниженні маси.

Крім того, на вантажних автомобілях для підвищення ефективності функціонування застосовують примусове охолодження гальмівних роторів, наприклад, за рахунок обприскування їх водою.

Однак в деяких випадках цього недостатньо. Існує ще один важливий аспект впливу тепла на зношування фрикційних пар гальм. При високих навантаженнях гальмівні ротори можуть нагріватися до дуже високих температур, і якщо це тепло передається маточині, то швидкий вихід з ладу цього вузла дуже вірогідний.

Виробники гальмівних систем йдуть на різні технічні рішення. Так, наприклад, багато фірм пропонують розбірні гальмівні диски. Вони являють собою безпосередньо робочий диск у вигляді яра, скріпленого болтовим з'єднанням із середньою частиною, яка кріпиться на маточину.

Також часто можна зустріти гальмівні диски з перфорацією й канавками (шліцями). Виконані по всій робочій площині диска наскрізні отвори знижують вагу диска, сприяють більш ефективному зниженню його температури при роботі, відводячи теплову енергію, що утворюється при терті колодок по диску, забезпечуючи стабільність.

Перфорація попереджає викривлення гальмівного диска. Канавки спільно з отворами сприяють видаленню води, бруду, пилу та ін. У закордонних виданнях це називають ESP-Feature, тобто функція «сухого» гальмування, що знижує ризик появи подряпин на поверхні тертя гальмового диска і швидкість зношування та підвищує ефективність функціонування.

Разом з цим перфорація на гальмівному диску створює умови для ефективного очищення поверхонь тертя від відпрацьованого фрикційного матеріалу, що дозволяє підтримувати ефективність роботи колодок на протязі всієї експлуатації, але одночасно знижуючи їх ресурс. У деякій мірі, така проблема вирішується за рахунок застосування направлених та ненаправлених шліців.

Відоме рішення для підвищення ефективності функціонування та зменшення швидкості зношування поверхонь тертя запропонувала американська компанія Delphi оригінальну ідею дводискового гальма для передніх коліс транспортного засобу, що отримав назву Twin Disk. Ідея полягає в модернізації всього дискового гальмівного механізму [4], в якому використовуються не дві, а три гальмівні колодки, для чого до звичайної пари додається середня колодка, розташована між двох «плаваючих» дисків, не пов'язаних один з одним. Завдяки такій компоновці гідравлічний поршень переносить своє зусилля не на дві площини гальмівного диска, як зазвичай, а відразу на чотири. Тим самим ефективність гальм, динаміка гальмування збільшується в 1,7 рази в порівнянні зі звичайними дисковими гальмами. Крім того, величина тиску на поверхнях тертя зменшується практично вдвічі. Вентиляція таких дисків значно краща, вони менше нагріваються, а, отже, більш стабільні та мають вдвічі більший ресурс.

Техніко-експлуатаційні якості гальмівних механізмів і систем, їх відповідність пропонованим до автомобільних гальм вимогам, оцінюються великим комплексом показників [5-7]. До них відносяться ефективність дії, стабільність, теплова напруженість, компоновальні особливості, надійність, технологічність конструкції, вартість і ін.

В якості комплексної характеристики ефективності гальма, як системи гальмового механізму і його приводу, прийнята залежність гальмівного моменту від приводного тиску. Стабільність гальмівного механізму оцінювалася ступенем зміни гальмівного моменту з підвищенням температури ротора [1-4].

Теплову напруженість автомобільних гальм при одиничному гальмуванні на більшості автомобільних заводів оцінюють ступенем нагрівання гальмівного барабана при гальмуванні зі швидкості 30 км / год до зупинки. При цьому приріст температури не повинно перевищувати 15 ° С [1-5] за методикою, запропонованою акад. Є.А. Чудакова,

який на підставі балансу тепла за нескінченно малий час отримав рівняння для розрахунку середньої об'ємної температури при різних режимах гальмування.

Крім того, аналіз енергетичного балансу загальмованого транспортного засобу на горизонтальній ділянці дороги з сухим асфальтобетонним покриттям показує, що до початкової швидкості гальмування 100 км / ч сумарна робота опору повітря і кочення автомобіля, а також робота тертя в трансмісії не перевищує 8-10%, що майже повністю компенсується роботою, одержуваної за рахунок інерції обертових мас [5, 6].

Робота ковзання шин по поверхні дороги може коливатися, залежно від режиму гальмування, в дуже широких межах - від 0 і майже до 10% при повністю заблокованих колесах, і аналітичний облік її в даний час скрутний [9]. Таким чином, допущення, що вся кінетична енергія автомобіля при гальмуванні без ковзання перетворюється в тепло в гальмівному механізмі і йде на його нагрівання, є для інженерних розрахунків цілком справедливим.

До значно великих похибок призводить допущення про однаковій кількості тепла, що поглинається всіма гальмівними механізмами. Насправді, гальма передніх коліс поглинають до 75% всієї кінетичної енергії. Тому в тепловому розрахунку необхідно обов'язково враховувати розподіл гальмівних сил по осях автомобіля [1, 5].

Однак, під час гальмування тепло не розподіляється рівномірно по всій площі пари тертя [2-4]. У поверхневому шарі виникають короточасні великі температури.

Температура поверхні тертя гальм за даними І.В. Крагельського в 2-3 рази більше об'ємної температури [10].

Поверхневі температури автомобільних гальм, що роблять істотний вплив на механічні і теплофізичні параметри фрикційних пар, також можуть досягати високих значень, особливо при гальмуванні з високих початкових швидкостей з максимальною інтенсивністю. Тому при дослідженнях зносних характеристик гальмівних механізмів необхідно враховувати їх термонавантаження [11-13].

Однак, як показують літературні дані [10, 14], крім лінійного зносу є й інша особливість, характерна для переважної більшості фрикційних накладок, - клиновидний знос накладки в тангенціальному і радіальному напрямках.

Судячи з того, що він спостерігається на різних моделях транспортних засобів, це неминучий недолік сучасних конструкцій дискового гальма. В процесі експлуатації можливим є лише заміна фрикційної пари. Усунення причини - завдання розробників. Виникає завдання - знизити режим зношування можливо за рахунок збільшення площі поверхонь, що труться. Якщо вдається до відомим конструктивним рішенням, то збільшення габаритних розмірів і неїдресореної маси гарантовано.

Аналіз причин нерівномірності зносу в радіальному напрямку приводить до думки, що це збільшення швидкості ковзання й величини тиску в міру наближення до периферії диска. Чим вища швидкість, тим більша кінетична енергія підводиться до відповідної зони контакту, чим вищий тиск, тим вище нагрівання в цій зоні і, в кінцевому рахунку, - тим вища швидкість зношування деталей в поверхневому шарі.

В деякій мірі це компенсується зменшенням коефіцієнта тертя через підвищену швидкості ковзання і зростання температури. Але при цьому збільшується швидкість зношування при зниженні ефективності гальмування.

Наведені міркування дозволяють наступним чином сформулювати робочу гіпотезу: збільшення площі фрикційного контакту в тих же габаритних розмірах спряжених деталей приведе до зниження величини контактного тиску і, відповідно, до зниження швидкості зношування.

Висунута гіпотеза дозволяє поставити завдання дослідження:

- вдосконалити методіку визначення зносу поверхонь тертя гальм;
- оцінити відносний знос фрикційного контакту зі спеціальним профілем.

### Формулювання мети та задача дослідження

Метою дослідження є відносна оцінка зносу фрикційного спряження дискових і барабаних гальмівних механізмів транспортних машин при збільшенні фактичної площі фрикційного контакту спряжених деталей без зміни їх габаритних розмірів.

В основу поставлене завдання зниження швидкості зношування фрикційних пар гальмівних механізмів у процесі експлуатації за рахунок застосування спеціального профілю фрикційної накладки і ротора, які утворюють поверхню тертя в тих же габаритних розмірах, що й оригінали.

### Проведення дослідження

У залежності від точки прикладення сили  $Q$ , яка притискає фрикційні накладки колодок 2 до диска 1 (рис. 1, а), на плоских поверхнях тертя виникає нерівномірний тиск  $p$ , що, діє перпендикулярно елементарній площині  $dS$  його обертання, розташованій на радіусі  $\rho$ . Внаслідок чого диск 1, обертаючись з частотою  $n$ , на радіусі тертя  $R_{\text{ТР}}$  спряжених деталей «ротор–накладка» створює нерівномірну силу тертя, яка й викликає не рівномірне спрацювання тертьових поверхонь (див. рис. 1, б).

Значення зносу спряжених деталей гальма, встановленого на і-осі автомобіля, (рис. 1) в кожній точці поверхні тертя визначається за умови, що величина зносу пропорційна швидкості зносу, як [15]

$$U_{i0} = k_i \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot Q}{l_k} \cdot T_i, \quad (1)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;  $l_k$  – ширина фрикційного контакту;  $Q$  – приводна сила;  $n$  – частота обертання гальмівного диска;  $T_i$  – час зношування поверхні тертя

$$T_i = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[ 1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (2)$$

де  $g_a$  – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;  $[j]$  – максимальне уповільнення автомобіля;  $s_T$  – гальмівний шлях автомобіля (без блокування коліс) [5]

$$s_T = \frac{g_a^2}{[j]}. \quad (3)$$

Для барабаних гальм (рис. 2) знос тіл фрикційного контакту визначається [16]

$$U_{i0} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_i \cdot n}{l_k \cdot \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (4)$$

де  $Q$  – приводна сила;  $k_i$  – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування і-ої спряженої поверхні (барабана і накладки) відповідно;  $\alpha_0$  – кут обхвату гальмівної колодки;  $l_k$  – ширина фрикційного контакту;  $n$  – число обертів барабана.

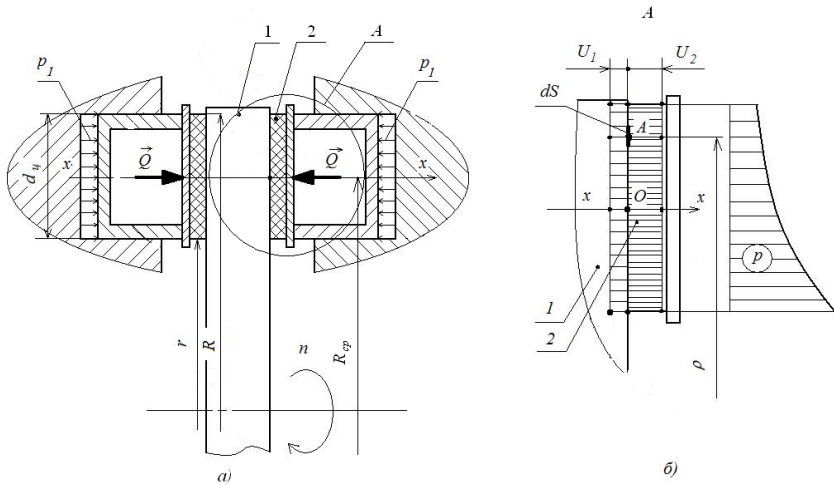


Рис.1. Схема для визначення зносу дискового гальма: 1 – гальмівний диск; 2 – фрикційна накладка гальмівної колодки.

а) схема притиснення фрикційних поверхонь; б) схема виникнення нерівномірного зносу

Аналіз залежностей (1) і (4) показує, що у знаменнику знаходиться величина  $l_k$ , яка визначає ширину фрикційного контакту.

Отже, для зниження швидкості зносу, а також збільшення довговічності гальмівних механізмів, слід зменшувати тиск на поверхнях тертя спряжених деталей «ротор–накладка», збільшуючи площу фрикційного контакту, наприклад, за рахунок збільшення ширини фрикційного контакту, не змінюючи габаритні розміри спряження, що є можливим при застосуванні криволінійного профілю, який у перетині дає не пряму лінію, як для оригіналів [6, 7], а криву або лому лінію.

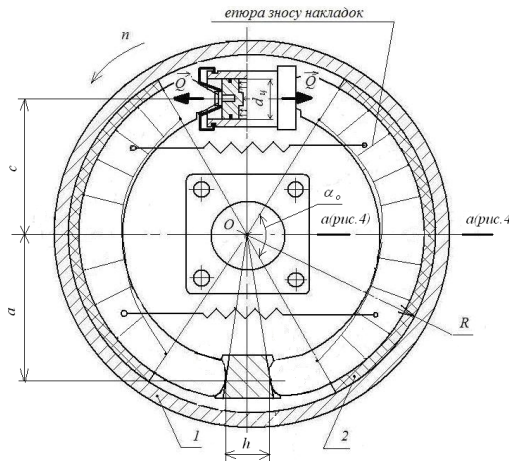


Рис.2. Схема для визначення зносу барабанного гальма типу «симплекс»

При чому, кутова швидкість обертання гальмівного ротора на момент початку гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = 2\pi \cdot n = \frac{\vartheta_a}{r_k}, \quad (5)$$

де  $r_k$  – кінематичний радіус колеса,

Крім того, співвідношення гальмівних сил передніх і задніх осей виражається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил [5], що з урахуванням конструктивних коефіцієнтів гальм, дає

$$\beta = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (6)$$

де  $K_1, K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, установлених на передній і задній осях відповідно;  $p_1, p_2$  – величина тиску в контурі передніх та задніх гальм.

Тоді величина зносу спряжених поверхонь дискового гальмівного механізму, встановленого на передній осі автомобіля, за умов абразивного зношування [8, 9], як найбільш вірогідного за умов експлуатації, може бути представленою як

$$U_{o1} = k_i \cdot \frac{\vartheta_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_o}{R_{cp}} \cdot T_i, \quad (7)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт, який характеризує зносостійкість матеріалу і-ї деталі;  $r_k$  – радіус кочення колеса;  $r_o$  – динамічний радіус колеса;  $R_{cp}$  – середній радіус тертя фрикційної пари;  $\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання фрикційної пари;  $l_k$  – ширина поверхні тертя;  $K_1 = K_o$  – конструктивний коефіцієнт дискового гальма, мм<sup>2</sup> [15]

$$K_o = \frac{\pi d_y^2 \cdot R_{cp} \cdot \mu}{2r_o}, \quad (8)$$

де  $d_y$  – діаметр колісного циліндра, мм.

З урахуванням (3) знос фрикційної пари барабаних гальм (див. рис. 2), встановлених на задній осі, визначається, як

$$U_{o2} = \frac{k_i \cdot K_2 \cdot p_2 \cdot r_o \cdot \vartheta_a}{2\mu \cdot R \cdot l_k \cdot r_k \cdot \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_{i1}} \right]} \cdot \frac{k_i \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_i + \alpha_0 \cdot k_i} \cdot T_i, \quad (9)$$

де  $R$  – внутрішній радіус барабана;  $K_2 = K_o$  – конструктивний коефіцієнт барабанного гальма, мм<sup>2</sup> [16]

$$K_o = \frac{\pi d_y^2 \cdot R \cdot \mu \cdot (a+c)}{2r_o} \cdot \left( \frac{1}{a-\mu \cdot (R-0,5h)} + \frac{1}{a+\mu \cdot (R-0,5h)} \right), \quad (10)$$

де  $a$  – відстань від горизонтальної осі барабана до нижньої опори колодки, мм;

$c$  – відстань від горизонтальної осі барабана до верхньої опори колодки, мм;  $h$  – відстань між нижньою лівою та правою опорою колодки, мм.

Одержані закономірності (7) і (9) для визначення зносу  $i$ -го тіла гальмівного механізму дозволяють оцінювати його за будь-який період експлуатації за певних режимів роботи гальм.

Геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабаних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваних автомобілів, зведено до табл. 1.

Значення конструктивних параметрів гальмівних механізмів

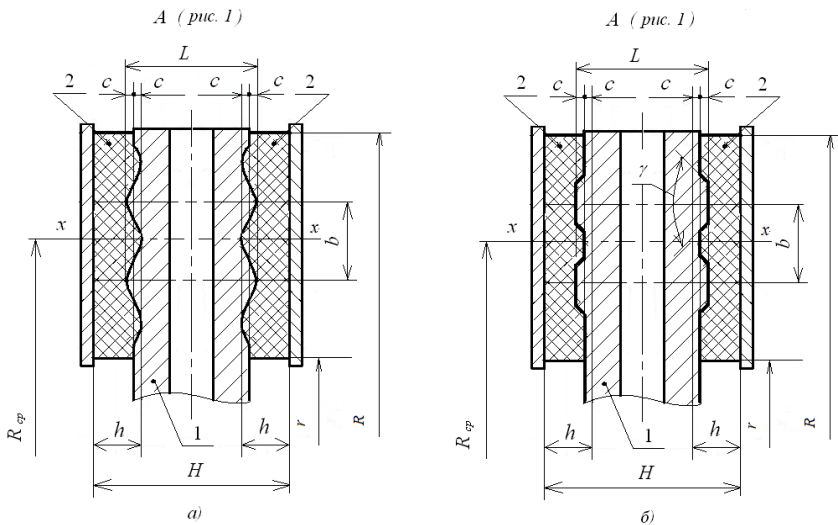
| Модель         | Гальмівний механізм |               |                         |            |           |          |          |          |                         |
|----------------|---------------------|---------------|-------------------------|------------|-----------|----------|----------|----------|-------------------------|
|                | дисковий            |               |                         | барабанний |           |          |          |          |                         |
|                | $d_d$ , мм          | $R_{сп}$ , мм | $K_1$ , мм <sup>2</sup> | $d_d$ , мм | $2R$ , мм | $a$ , мм | $c$ , мм | $h$ , мм | $K_2$ , мм <sup>2</sup> |
| Lanos Daewoo   | 48                  | 104,6         | 423,5                   | 19,05      | 200       | 77       | 74       | 17,7     | 291                     |
| Lada Priora    | 50                  | 108,5         | 476,5                   | 19,05      | 200       | 77       | 74       | 16       | 293                     |
| Chevrolet Aveo | 52                  | 104,6         | 497                     | 20,64      | 200       | 77       | 74       | 17,7     | 341                     |
| Forza          | 52                  | 104,6         | 497                     | 20,64      | 200       | 77       | 74       | 18,6     | 340                     |

Мета роботи досягається тим, що на поверхнях тертя спряжених деталей «ротор–накладка» (див. рис. 1 і рис. 2) застосовується спеціальний макропрофіль (рис. 3 і рис. 4), за рахунок якого збільшується фактична площа поверхонь тертя, що в кінцевому результаті приводить до зменшення тиску на поверхнях тертя, та, як наслідок, – зниження швидкості зносу [17, 18].

У разі застосування спеціального макропрофілю площа контактних поверхонь тертя може бути характеризувана відношенням

$$i = \frac{l}{b} \geq 1, \quad (11)$$

де  $l$  – ширина фрикційної накладки;  $b$  – відстань між вершинами (впадинами) макропрофілю.







Теоретично встановлено, що із застосуванням трапецевидного, торовидного та криволінійного макропрофілів поверхонь тертя при  $i=2$ , можливе збільшення площі фрикційного контакту на 50–70% та, як наслідок, – зменшення швидкості зносу спряжених деталей «ротор–накладка», що веде до підвищення довговічності гальмівних механізмів, як мінімум у 1,5–1,7 рази, у порівнянні з застосуванням існуючим гладким макропрофілем спряжених деталей (рис. 1, рис. 2), для яких ширина фрикційного контакту стала та дорівнює ширині колодки (для дискових гальм  $l_k = R - r = const$ ; для барабаних  $l_k = l = const$ ), тобто при  $i=1$ .

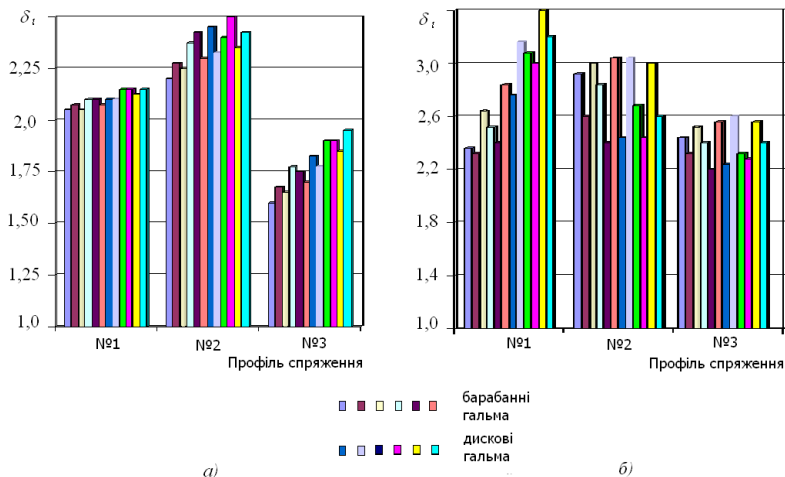
Крім того, швидкість зношування фрикційних поверхонь гальм зі спеціальним макропрофілем може бути зменшеною ще настільки, якщо збільшити розмір  $H$  спряжених деталей, які утворюють поверхню тертя (рис. 3, рис.4), за рахунок:

- а) товщини  $h$  фрикційної накладки, збільшивши її на величину  $c$ ;
- б) товщини  $L$  гальмівного диска, збільшивши її по на величину  $2c$ ;

де  $c$  – величина граничного зносу поверхні тертя деталей, встановлена технічними умовами заводу-виготівника (для легковиків  $c=1,5-2$  мм, для вантажівок  $c=5-7$  мм).

Недоліком такого варіанту є те, що конструкція зі спеціальним макропрофілем поверхонь тертя вимагає більшої трудоемності виготовлення спряжених деталей та складання (розбирання) вузла, в порівнянні з гальмівними механізмами-оригіналами з рівним гладким макропрофілем.

За розрахунковими даними у відповідності до (6) і (8) побудовано гістограму (рис.5) відносного зносу роторів і фрикційних накладок при  $i=3$  дискових та барабаних гальм на прикладі досліджуваних автомобілів Lanos Daewoo, які умовно виконують екстремні гальмування робочою гальмівною системою на сухому асфальтобетоні з максимальною ефективністю  $7 \text{ м/с}^2$  без блокованих коліс, з початковою швидкістю, змінюваною в діапазоні 40-90 км/год із кроком 10 км/год. Кожному значенню початкової швидкості гальмування відповідає певний колір гістограми, як у разі барабаних, так і дискових гальм.



**Рис.5.** Діаграма відносного зносу поверхонь тертя гальмівних механізмів автомобілів Lanos  
**а)** фрикційна накладка; **б)** гальмівний ротор  
 №1 – торовидний профіль; №2 – криволінійний профіль; №3 – трапецевидний профіль

## Аналіз результатів теоретичних досліджень

Оцінку зносу спряжених поверхонь «ротор–накладка» гальмівних механізмів  $i$ -ої осі досліджуваних автомобілів будемо здійснювати за відносним зносом.

Відносний знос однойменних спряжених поверхонь тертя гальм автомобілів будемо визначати, як відношення величини зносу  $[U_i]$  фрикційної поверхні з рівним (гладким) профілем до величини зносу поверхні із  $i$ -им спеціальним профілем (торовидним, криволінійним, трапецевидним)

$$\delta_i = \frac{[U_i]}{U_i}. \quad (12)$$

З аналізу представлених діаграм слідує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів найбільший відносний знос однойменних спряжених поверхонь тертя буде мати місце при застосуванні криволінійного макропрофілю при  $i=3$ , який становить (див. рис.5):

а) для роторів гальмівних механізмів:

- дискових 2,7–3,5;
- барабаних 2,8–3,1;

б) для фрикційних накладок:

- дискових гальм 2,3–2,5;
- барабаних гальм 2,3–2,5;

а найменший – при застосуванні трапецевидного макропрофілю:

а) для роторів гальмівних механізмів:

- дискових 2,3–2,5;
- барабаних 2,2–2,5;

б) для фрикційних накладок:

- дискових гальм 1,8–1,9;
- барабаних гальм 1,6–1,7;

Отже, гальмівні механізми транспортних машин, в яких фрикційні поверхні мають найбільшу площу поверхонь тертя за рахунок застосування спеціального, наприклад, криволінійного макропрофіля, будуть мати відносно меншу величину лінійного зносу за певний час гальмування, тобто проміжок часу експлуатації, ніж ті, в яких застосовується традиційний гладкий профіль.

Це дозволяє забезпечити відносно більший ресурс гальм у процесі експлуатації.

## Висновки

1. На основі теорії тертя та зношування І.В. Крагельського одержано закономірності зношування поверхонь тертя дискових і барабаних гальм, встановлених на різних осях автомобілів, з врахуванням площі фрикційного контакту, триботехнічних характеристик тіл тертя, конструктивних параметрів гальмівних механізмів та режимів експлуатації.

2. Для зниження швидкості зношування фрикційних поверхонь гальм за рахунок збільшення площі тертя запропоновано застосування спеціального макропрофілю спряжених деталей, який дозволяє в тих же габаритних розмірах одержати більшу площу фрикційного контакту.

3. За рівних умов експлуатації автомобілів найбільший відносний знос роторів дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, коливається в межах 2,7–3,5, тоді, як для барабаних гальм він становить 2,8–3,1. Відносний знос фрикційних накладок при цьому становить для дискових гальм 2,3–2,5, для барабаних 2,2–2,5.

## Список використаних джерел

1. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1982. — 169с.
2. Нагиев А.В. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. — Харьков, 1982. — 124 с.
3. Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза: дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Кушов Василий Ярославович. Харьков, 1980. — 103с.
4. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. — №7. — С. 50-52.
5. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с. — Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
6. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Prof- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. — 3. — uberarb. und erw. Aufl. — Wurzburg: Vogel, 1993. — 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
7. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под. общ. ред. М.П. Александрова. — М.: Автомобиллвостроение, 1985. — 312с., ил.
8. Патент № 742353. Дисковый тормоз. Австралия. AU323. 26.03.2012
9. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. — Омск: СибАДИ, 1972. — 224с.
10. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под ред. И.В. Крагельского]. — Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. — 234 с.
11. Назаров А.И. Повышение долговечности тормозных колодок колесных машин путем рационального распределения поглощаемой энергии между тормозными механизмами / Назаров А.И., Волков В.П., Подригало М.А. // Усовершенствование средств механизации на автотранспорте и повышение износостойкости элементов машин: Межвуз. сб. науч. тр. — Харьков: ХарГАЖТ, 1997. — Вып. — с.71-72.
12. Назаров А.И. Выравнивание энергонагруженности и темпа износа тормозных механизмов колесных машин / Назаров А.И., Подригало М.А., Федосов С.А. // Вестник ХГАДТУ, 1997. — Вып. 5. — с.20-23.
13. Назаров А.И. Оценка энергонагруженности тормозных механизмов при различном распределении тормозных сил между осями легкового автомобиля / Назаров А.И. // Вестник ХГАДТУ, 1997. — Вып. 6. — с.10-12.
14. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы автомобилей. Новые методы определения износа деталей автомобилей / Хрущов М.М. — М.: Машгиз, 1953. — с. 22-26.
15. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клець Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». — №6(1115). — 2015. — С.91-101.
16. Назаров О.І. Зниження швидкості зношування барабаних гальмівних механізмів, встановлених на передній осі двовісних автомобілів / Назаров О.І., Назаров В.І. // Вісник ХНАДУ. Вип. 75. —2016. — С.89-94.

17. Патент на корисну модель u201902762. Україна. Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності та довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О. – ХНАДУ, 2019. – 16с.

18. Патент на корисну модель u201902761. Україна. Барабанный гальмівний механізм підвищеної стабільності та довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О. – ХНАДУ, 2019. – 12с.

## **Аннотация**

### **ОЦЕНКА ОТНОСИТЕЛЬНОГО ИЗНОСА ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**Назаров А.И., Шпінда Е.М., Цыбульский В.А.**

*Рассмотрены направления по снижению скорости износа фрикционных пар тормозных механизмов автомобилей для повышения их долговечности в процессе эксплуатации, актуальным среди которых относительная оценка износа одноименных тел трения с разной площадью фрикционного контакта в том же габаритном объеме, что и оригинал. Применение такого подхода позволит снизить величину давления на поверхностях трения и скорость износа при экстренных торможениях транспортных автомобилей.*

*В основу поставлена задача снижения износа тормозных механизмов в процессе эксплуатации, за счет оптимизации профиля фрикционной накладки и ротора, которые образуют поверхность трения.*

*Цель достигается тем, что на поверхностях трения сопряженных деталей «ротор-накладка» применяется не плоский, а специальный макропрофиль, за счет которого увеличивается площадь поверхностей трения без изменения габаритных размеров тел трения, что в конечном итоге приводит к уменьшению давления на поверхностях трения, и как следствие - снижению скорости износа.*

*Как для дисковых тормозных механизмов-оригиналов, так и для барабанных тормозов-оригиналов, ширина колодки, ограничена внутренним и внешним радиусами, в первом случае, и шириной внутренней поверхности трения барабана - во втором, неизменна. Но при применении специального макропрофиля (криволинейного, трапеце-, торовидного и др.) Поверхностей трения в таких тормозных механизмах, растет ширина фрикционного контакта. При этом уменьшается давление на поверхностях сопряженных деталей «ротор-накладка», который за счет более полного прилегания поверхностей трения создает условия для уменьшения по величине и более равномерного распределения температурного градиента, распределяется по большей площади фрикционного контакта, обеспечивая более стабильное коэффициент трения скольжения. Это в конечном итоге приводит к повышению стабильности функционирования тормозов, особенно при циклических торможениях транспортных средств и снижению скорости износа поверхностей фрикционного контакта.*

*Теоретические исследования представлены в виде диаграмм относительного износа и аналитических зависимостей, полученных на основе теории трения И.В. Крагельского, которые позволяют оценить возможную абсолютную и относительную величину износа поверхностей трения тормозов транспортных средств.*

**Ключевые слова:** *тормозной механизм, процесс износа, абсолютный и относительный износ, поверхность трения, ширина фрикционного контакта, специальный макропрофиль.*

**ASSESSMENT OF THE RELATIVE WEAR OF THE BRAKES OF VEHICLES**

**A.Nazarov, E.Spinda, V.Tsybulsky**

*Directions for decreasing the wear rate of friction pairs of brake mechanisms of automobiles to increase their durability during operation are considered, among which are a relevant assessment of the wear of the friction bodies of the same name with different frictional contact areas in the same overall volume as the original. The application of this approach will reduce the pressure on the friction surfaces and the wear rate during emergency braking of vehicles.*

*The basis is the task of reducing the wear of brake mechanisms during operation, by optimizing the profile of the friction lining and rotor, which form the friction surface.*

*The goal is achieved by the fact that on the friction surfaces of the mating parts of the "rotor-plate" is applied not flat, but a special macro profile, due to which the surface area of the friction increases without changing the overall dimensions of the friction bodies, which ultimately leads to a decrease in pressure on the friction surfaces, and as a result, a decrease in the rate of wear.*

*For both original disc brakes and original drum brakes, the width of the shoe is limited by the inner and outer radii, in the first case, and the width of the inner surface of the friction of the drum, in the second, is unchanged. But when using a special macro profile (curved, trapezoidal, tropical, etc.) of the friction surfaces in such braking mechanisms, the width of the friction contact increases. At the same time, the pressure on the surfaces of the rotor-slip mating parts decreases, which, due to a more complete fit of the friction surfaces, creates conditions for a decrease in the magnitude and more uniform distribution of the temperature gradient, is distributed over a larger area of friction contact, providing a more stable sliding friction coefficient. This ultimately leads to an increase in the stability of the brakes, especially during cyclic braking of vehicles and a decrease in the wear rate of the friction contact surfaces.*

*It is theoretically established that depending on the type of macro profile used, it is possible to increase the area of friction contact by 50-70% and, as a consequence, to reduce the relative wear of the paired rotor-lining parts over a certain period of time, which leads to an increase in the longevity of the brake mechanisms, at least 1.5-1.7 times, compared to the existing flat macro profile of conjugated parts, for which the frictional contact width is always equal to and the width of the pad.*

*Theoretical studies are presented in the form of diagrams of relative depreciation and analytical dependences obtained on the basis of the theory of friction Kragelsky, which allow us to assess the possible absolute and relative magnitude of wear of the friction surfaces of vehicle brakes.*

**Keywords:** *brake mechanism, wear process, absolute and relative wear, friction surface, friction contact width, special macro profile.*