

Назаров О.І.,
Цибульський В.А.,
Назаров І.О.
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: hefer64@ukr.net;
thybulsky@ukr.net

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОГО СТРОКУ
СЛУЖБИ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ДВОВІСНИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

УДК 629.083

Назаров О.І., Цибульський В.А., Назаров І.О. «Забезпечення регламентованого строку служби дискових гальм двовісних транспортних засобів»

Розглянуто напрямки щодо зниження швидкості зношування фрикційних пар дискових гальмівних механізмів двовісних транспортних засобів, для чого, з метою забезпечення ресурсу в процесі експлуатації, вводиться відносна оцінка зносу одноіменних поверхонь тертя з різною площею фрикційного контакту. В основу поставлено задачу зниження швидкості зношування гальмівних механізмів в процесі експлуатації за рахунок оптимізації профілю спряжених поверхонь тертя.

Мета досягається тим, що на фрикційних поверхнях спряжених тіл застосовується не плоский, як прийнято традиційно, профіль гальмівного диска і фрикційних накладок, а криволінійний, за рахунок чого збільшується фактична 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 і збільшення їх ресурсу.

Оскільки для дискових гальмівних механізмів ширина фрикційної поверхні тертя, обмежена внутрішнім і зовнішнім радіусами диску та є незмінною в процесі експлуатації, то при застосуванні криволінійного профілю поверхонь тертя у таких гальмівних механізмах, зростає фактична ширина фрикційного контакту. При цьому зростає фактична площа тертя, яка за рахунок більш повного прилягання поверхонь тертя, створює умови для зменшення по величині та більш рівномірного розподілу температурного градієнта, що розподіляється по площі фрикційного контакту, забезпечуючи більш стабільний коефіцієнт тертя ковзання, веде до зниження швидкості зношування поверхонь фрикційного контакту, що в кінцевому результаті забезпечує більший ресурс гальм.

Встановлено, що для забезпечення регламентованого строку служби дискових гальм, площа фактичного фрикційного контакту повинна бути не менша за деяку умовну площу тертя, яка дорівнює добутку фактичної ширини фрикційної накладки і середнього радіуса тертя гальмівного диска.

Теоретичні дослідження представлено у вигляді аналітичних залежностей, одержаних на основі теорії тертя І.В. Крагельського, які дозволяють прогнозувати можливу величину зносу фрикційних поверхонь дискових гальм транспортних засобів за даних умов експлуатації.

Ключові слова: дисковий гальмівний механізм, процес зношування, знос, поверхня тертя, фактична площа фрикційного контакту, умовна площа тертя, строк служби.

Назаров А.И., Цибульський В.А., Назаров И.А. «Обеспечение регламентированного срока службы дисковых тормозов двухосных транспортных средств»

Рассмотрены направления по снижению скорости износа фрикционных пар дисковых тормозных механизмов двухосных транспортных средств, для чего, с целью обеспечения ресурса в процессе эксплуатации, вводится относительная оценка износа одноименных поверхностей трения с разной площадью фрикционного контакта. В основу поставлена задача снижения скорости износа тормозных механизмов в процессе эксплуатации за счет оптимизации профиля сопряженных поверхностей трения.

Цель достигается тем, что на фрикционных поверхностях сопряженных тел применяется не плоский, как принято традиционно, профиль тормозного диска и фрикционных накладок, а криволинейный, за счет чего увеличивается фактическая площадь поверхностей трения без изменения габаритных размеров тел трения, что в конечном итоге приводит к уменьшению давления на поверхностях трения, и, как следствие, – к снижению скорости износа и увеличения их срока службы.

Поскольку для дисковых тормозных механизмов ширина фрикционной поверхности трения, ограничена внутренним и внешним радиусами диска и является неизменной в процессе эксплуатации, то при применении криволинейного профиля поверхностей трения в таких тормозных механизмах, растет фактическая ширина фрикционного контакта. При этом растет фактическая площадь трения, которая за счет более полного прилегания поверхностей трения, создает условия для уменьшения по величине и более равномерного распределения температурного градиента, распределяется по площади фрикционного контакта, обеспечивая более стабильный коэффициент трения скольжения, что ведет к снижению скорости износа поверхностей фрикционного контакта и в конечном итоге обеспечивает больший срок службы тормозов.

Для обеспечения регламентированного срока службы дисковых тормозов, площадь фактического фрикционного контакта должна быть не менее условной площади трения, которая равна произведению фактической ширины фрикционной накладки и среднего радиуса трения тормозного диска.

Теоретические исследования представлены в виде аналитических зависимостей, полученных на основе теории трения И.В. Крагельского, которые позволяют прогнозировать возможную величину износа фрикционных поверхностей дисковых тормозов транспортных средств при данных условиях эксплуатации. Ключевые слова: дисковый тормозной механизм, процесс изнашивания, износ, поверхность трения, фактическая площадь фрикционного контакта, условная площадь трения, срок службы.

A.I. Nazarov, V.A. Tsybulsky, I.A. Nazarov "Ensuring the regulated service life of disc brakes in two-axle vehicles"

The directions for reducing the wear rate of friction pairs of disc brakes of biaxial vehicles are considered, for which, in order to ensure the resource during operation, a relative assessment of the wear of the same friction surfaces with different friction contact areas is introduced. The basis is the task of reducing the wear rate of brake mechanisms during operation by optimizing the profile of the mating friction surfaces.

The goal is achieved by the fact that on the friction surfaces of mating bodies, not a flat, as is traditionally accepted, profile of the brake disc and friction linings is used, but a curvilinear one, due to which the actual area of friction surfaces increases without changing the overall dimensions of the friction bodies, which ultimately leads to a decrease pressure on the friction surfaces, and, as a consequence, to a decrease in the wear rate and an increase in their service life. Since for disc brakes, the width of the friction surface is limited by the inner and outer radii of the disc and is unchanged during operation, then when using a curved profile of friction surfaces in such brakes, the actual width of the friction contact increases.

At the same time, the actual friction area increases, which, due to a more complete adhesion of the friction surfaces, creates conditions for a decrease in magnitude and a more uniform distribution of the temperature gradient, is distributed over the friction contact area, providing a more stable sliding friction coefficient, which leads to a decrease in the wear rate of the friction surfaces contact and ultimately provides a longer brake life. It has been established that to ensure the regulated service life of disc brakes, the area of the actual frictional contact must be at least the conditional friction area, which is equal to the product of the actual width of the friction pad and the average friction radius of the brake disc.

Theoretical studies are presented in the form of analytical dependences obtained on the basis of the theory of friction by I.V. Kragelsky, which allow predicting the possible wear of the friction surfaces of disc brakes of vehicles under given operating conditions.

Keywords: disc brakes, wear process, wear, friction surface, actual frictional contact area, nominal friction area, service life.

Постановка проблеми

Безперервно зростаючі вимоги до надійності транспортних засобів визначають необхідність підвищення ресурсу їх гальмівних механізмів [1].

В даний час дискові гальма повсюдно використовуються на передніх і задніх колесах майже у всіх сучасних транспортних засобів [2].

В процесі гальмувань транспортних засобів під керуючим впливом гальмівного привода на фрикційних поверхнях гальм виникає сила тертя ковзання, яка створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух транспортного засобу в цілому [3].

У результаті тертя відбувається зношування спряжених деталей гальмівних механізмів [4], не тільки знижує ефективність гальмування [5], але й скорочує строк їх служби.

Крім того, нагрів дисків [6] призводить до нерівномірного зносу. До того ж, якщо протягом досить тривалого часу ігнорувати даними попередженнями, то можна нанести серйозні пошкодження дискам [4]. Тому періодично потрібна їх повторна механічна обробка, щоб вони були функціонально придатні. Це в свою чергу також зменшує строк служби.

Важливим для забезпечення регламентованого ресурсу дискових гальмівних механізмів транспортних засобів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення величини допустимого зносу поверхонь тертя.

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи транспортного засобу, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах експлуатації, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від площі поверхні тертя і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Форулювання мети дослідження

Метою дослідження є забезпечення регламентованого строку служби дискових гальмівних механізмів транспортних засобів за рахунок зниження швидкості зношування їх фрикційних поверхонь за весь період експлуатації.

Для досягнення поставленої мети застосовувались методи теорії зношування та теоретичного аналізу.

Аналіз останніх досліджень

Як відомо [6–8], при високих навантаженнях гальмівні диски можуть нагріватися до дуже високих температур, і якщо це тепло не відводити спеціальним чином, то швидкий вихід з ладу цього вузла дуже вірогідний.

Виробники гальмівних систем йдуть на різні технічні нововведення.

Так, багато фірм пропонують розбірні гальмівні диски, які являють собою безпосередньо робочий диск у вигляді ярма, скріпленого болтовим з'єднанням із середньою частиною, яка кріпиться на маточину колеса [2].

Також часто можна зустріти гальмівні диски з перфорацією і канавками. При цьому 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 накладок колодок по диску [9].

Крім цього, перфорація попереджує короблення гальмівного диска, а канавки спільно з отворами сприяють видаленню води, бруду, пилу та іншого абразивного матеріалу, що знижує ризик появи подряпин на поверхні тертя гальмового диска та швидкість зношування.

Разом з тим перфорація на гальмівному диску створює умови для ефективного очищення поверхонь тертя від відпрацьованого фрикційного матеріалу, що дозволяє підтримувати ефективність роботи колодок між поточними технічними обслуговуваннями [5], одночасно знижуючи їх ресурс.

Така проблема вирішується за рахунок застосування спрямованих або ненаправлених шліців [9].

Відоме рішення для підвищення строку служби шляхом зменшення швидкості зношування поверхонь тертя запропонувала американська компанія Delphi.

Вона запровадила конструкцію дводискового гальма для передніх коліс транспортного засобу, що отримав назву Twin Disk [10], яка полягає в модернізації всього дискового гальмівного механізму, 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 збільшується майже в два рази в порівнянні зі звичайними дисковими гальмами.

При цьому величина тиску на поверхнях тертя зменшується практично вдвічі, що забезпечує більший ресурс.

Крім того, забезпечення рівномірного розподілу нормальних тисків по всій накладці також створює умови для забезпечення регламентованого ресурсу гальм. Для цього зміщують точку прикладання притискної сили по довжині накладки, застосовують по два і більше циліндра з кожного боку супорта [2].

Таку задачу можна вирішити за рахунок оптимізації форми накладки [11].

Багаточисленні дослідження [3–5] показали, що близько 70% виходу із ладу гальм під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії транспортного засобу.

Як, відомо, загальна кінетична енергія, що поглинається дисковими гальмами, установленими на передній і задній осях транспортного засобу впродовж одного екстреного гальмування без блокування коліс із врахуванням моментів інерції обертових мас, може бути визначена наближено [3]

$$W_{T1} = 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot g_a^2 \cdot G, \quad (1)$$

де g_a – початкова швидкість транспортного засобу;

G – вага транспортного засобу.

Тоді робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях, визначається

$$A_{TP} = W_{T1} \cdot n, \quad (2)$$

де n – число гальмувань за певний період часу.

Відомо [3], що робота, яка виконується передніми гальмами, визначається

$$A_{T1} = \beta \cdot A_{TP}, \quad (3)$$

де β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями транспортного засобу.

Аналіз співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях показує, що коефіцієнт [12] розподілу гальмівних сил β може бути характеристикою зносу, оскільки враховує гальмівні моменти

$$\beta = \frac{M_{T1}}{\sum_{i=1}^2 M_{Ti}} = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (4)$$

де M_{T1} – гальмівний момент, створюваний гальмами передньої осі;

$\sum_{i=1}^2 M_{Ti}$ – сумарний гальмівний момент транспортного засобу;

K_1, K_2 – конструкційний коефіцієнт гальм передньої та задньої осей;

p_1, p_2 – тиск у контурах передніх та задніх гальм.

Результати досліджень

За умови, що на колесі діє гальмівний момент M_{Ti} , зусилля Q притискання гальмівних колодок до диску (рис. 1) визначається як

$$Q = \frac{M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu}, \quad (5)$$

де M_{Ti} – гальмівний момент, створюваний i -им гальмом;

R_{cp} – середній радіус тертя гальмівного диску;

μ – коефіцієнт тертя ковзання.

Оцінку зносу передніх і задніх дискових гальмівних механізмів будемо проводити при режимах екстрених гальмувань за умови відсутності блокування коліс, оскільки у такому разі гальмування є найбільш ефективним [3], що приводить до найбільшого зносу [4, 13] у трибологічному контакті [14].

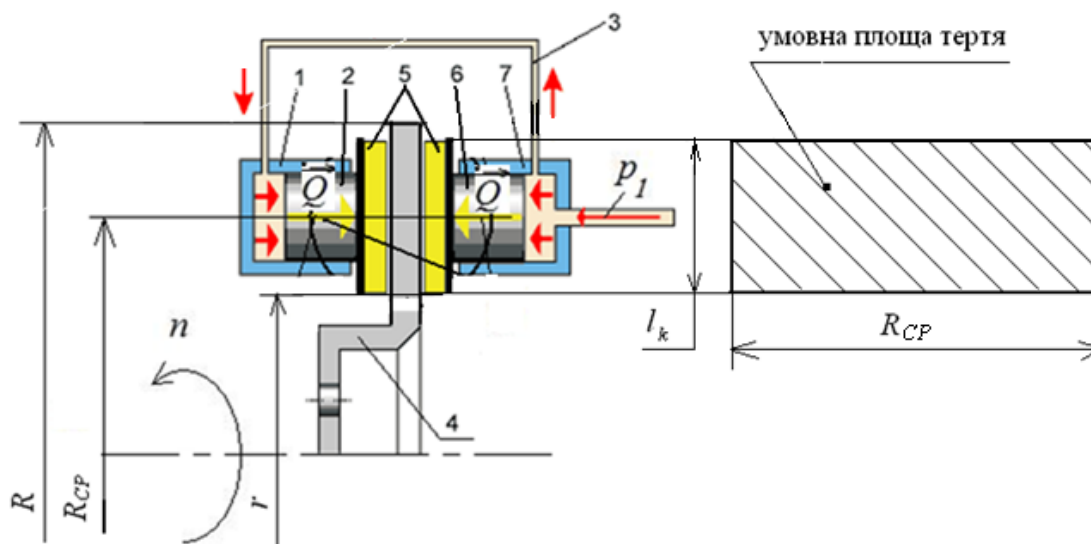


Рис. 1. Схема для визначення зносу дискового гальма

1 – зовнішній робочий циліндр (лівого) гальма; 2, 6 – поршень; 3 – з’єднувальна трубка; 4 – гальмівний диск переднього (лівого) колеса; 5 – гальмівні колодки з фрикційними накладками; 7 – внутрішній робочий циліндр (лівого) гальма.

На підставі теорії зношування Крагельського І.В. [13] величина зносу фрикційних тіл (див. рис. 1), що забезпечують тертя, може бути представлена у вигляді:

$$U_{1(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R - r} \cdot T_{1(2)}, \quad (6)$$

де $k_{1(2)}$ – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

ω – кутова швидкість обертання диска;

R, r – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диска, які визначають ширину поверхні тертя;

$T_{1(2)}$ – час тертя фрикційних поверхонь диска і колодки (час гальмування, протягом якого відбувається зношування)

$$T_{1(2)} = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (7)$$

де g_a – початкова швидкість гальмування транспортного засобу;

$[j]$ – максимальне уповільнення;

s_T – гальмівний шлях автомобіля (без блокування коліс) [15].

Після математичних перетворень з урахуванням (5) і (7) одержимо вираз для зносу i -ої фрикційної поверхні (диск, накладка):

$$U_{i1(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (8)$$

де n – частота обертання гальмівного диска;

l_k – ширина фрикційного контакту.

У разі, коли гальмівні моменти на лівому та правому колесах однакові, залежність зносу i -ої фрикційної поверхні від осевого гальмівного моменту:

– на передній осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (9)$$

– на задній осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T2}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (10)$$

З урахуванням виразу (4) для коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили транспортного засобу ці залежності приймуть вигляд відповідно:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (11)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (12)$$

Аналіз одержаних результатів

Величина зносу спряжених деталей (диск–накладка) дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу [4, 13], як найбільш вірогідного за умов експлуатації [16], може бути визначеною з врахуванням вище одержаних залежностей:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$U_{il(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (13)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$U_{il(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (14)$$

Отже, величина зносу спряжених деталей (диск–фрикційна накладка) дискового гальмівного механізму обернено пропорційна добутку ширини фрикційного контакту і середнього радіуса тертя, тобто деякій умовній площі уявного прямокутника (див рис. 1), сторони якого утворюють ці виміри:

$$S_y = R_{cp} \cdot l_k. \quad (15)$$

Очевидно, що зі збільшенням умовної площі тертя знос знижується.

Отже, для визначення строку служби i -ої спряженої поверхні (часу T_i тертя фрикційної поверхні) необхідно знати граничну величину її зносу, триботехнічні характеристики матеріалів тіл тертя та умовну площу тертя.

Враховуючи (7), після перетворень із (13) і (14) одержимо залежності для встановлення строку служби:

– для фрикційних поверхонь гальм передньої осі

$$T_{i1(2)} = [U_{i1(2)}] \cdot \frac{S_y}{\pi \cdot k_{1(2)} \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}} \cdot \mu. \quad (16)$$

– для фрикційних поверхонь гальм задньої осі

$$T_{i1(2)} = [U_{i1(2)}] \cdot \frac{S_y}{\pi \cdot k_{1(2)} \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}} \cdot \mu, \quad (17)$$

де $[U_{i1(2)}]$ – гранично допустима величина зносу i -ої поверхні відповідної деталі.

З врахуванням останніх залежностей (16) і (17) після перетворень встановимо, що у такому разі швидкість зношування визначається:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$\gamma_{i1(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{S_y \cdot \mu}, \quad (18)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$\gamma_{i1(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{S_y \cdot \mu}. \quad (19)$$

У відповідності до одержаних закономірностей (16) і (17) можна стверджувати, що за рівних інших умов експлуатації транспортних засобів, строк експлуатації дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній і задній осях, буде більшим, якщо приймати максимальні значення умовної площі тертя, збільшуючи середній радіус тертя гальмівного диску і ширину фрикційної накладки та підвищуючи зносостійкість матеріалів диску і накладок.

Наприклад, при збільшенні умовної площі тертя на 15% строк служби i -ої фрикційної поверхні гальм згідно з (16) зростає на

$$\delta_i = \left(1 - \frac{T_{i1(2)}}{1,15T_{i1(2)}} \right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{S_y}{1,15S_y} \right) \cdot 100\% = 13\%, \quad (20)$$

при цьому швидкість зношування згідно з (18) зменшиться на

$$\delta_i = \left(1 - \frac{\gamma_{i1(2)}}{1,15\gamma_{i1(2)}} \right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{1,15S_y}{S_y} \right) \cdot 100\% = -15\%. \quad (21)$$

Проте, збільшення фактичної площі фрикційного контакту призведе до зростання не підресорених мас підвіски.

Для усунення цього ширину фрикційної накладки в тих же габаритних розмірах супорта можна збільшити, наприклад, за рахунок криволінійного профілю [17].

Зменшуючи значення коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями, строк служби фрикційних поверхонь гальм передньої осі зростає, а задньої осі – зменшується. При збільшенні значення коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил все відбувається навпаки.

Очевидно, що компромісом є рівний розподіл гальмівних сил між осями транспортного засобу.

Висновки

1. На основі теорії тертя та зношування І.В. Крагельського одержано закономірності для оцінки ресурсу дискових гальм, встановлюваних, як на передній, так і на задній осях транспортних засобів.

2. Для прогнозування строку служби фрикційних поверхонь дискових гальм запропоновано застосування умовної площі тертя спряжених деталей, яка дорівнює добутку ширини фрикційної накладки і середнього радіуса тертя гальмівного диска.

3. Строк експлуатації дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній і задній осях за одних і тих же умов експлуатації буде більшим, якщо приймати максимальні значення умовної площі тертя, збільшуючи середній радіус тертя гальмівного диску і ширину фрикційної накладки та підвищуючи зносостійкість матеріалів диску і накладок.

4. Гальмівні механізми автотранспортних засобів та інших транспортних машин, гальмівні системи яких мають гідравлічний або пневматичний привод гальм, де застосовуються дискові гальмівні механізми, з метою забезпечення регламентованого строку служби, повинні мати фактичну площу тертя, яка дорівнює або більша за умовну площу тертя.

Список використаних джерел

1. Канарчук В.Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: в 4-х кн. / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А. Чигринець. – Кн.2. – К.: Вища шк., 2000. – 446 с.

2. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44.

3. Агейкин Я.С. Теория автомобиля: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.

4. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы автомобилей. Новые методы определения износа деталей автомобилей / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.

5. Тюрин С.В. Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями / Тюрин С.В., Касимов Р.К., Ревин А.А. и др. // Известия ВОЛГГТУ. – Вып.21(124). – т.7. – 2013. – С. 41-44.

6. 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.

7. 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.

8. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).

9. Патент № 742353. Дисковый тормоз. Австралия. AU323. 26.03.2012.

10. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). - Vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.

11. 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. – 16 с.

12. Клименко В.И. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства / Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., Ломака С.И., Рыжих А.А. // Известия МГТУ МАМИ. – №1(11). – 2011. – С. 31-36.
13. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
14. Дмитриев А.И. Компьютерное моделирование локальных трибологических контактов на примере пары трения автомобильного тормоза / Дмитриев А.И., Смолин А.Ю., Псахье С.Г. и др. // Физическая мезомеханика. – Вып. №2. – Т. 10. – 2007. – С. 15-28.
15. Заболотный Р.В. К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС // Известия ВОЛГГТУ, Вып.2.- Т.8. -2007. – С. 121-122
16. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях / Волков Владимир Петрович: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1982. – 169с.
17. Патент на корисну модель. №137712. Україна. Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О. – Київ: ДП «Український інститут інтелектуальної власності», 2019. – Бюл. №21. – 8с.

References

1. Kanarchuk V.Ie. Eksploatatsiina nadiinist avtomobiliv: v 4-kh kn. / V.Ie. Kanarchuk, O.A. Ludchenko, A. Chyhrynets. – Kn.2. – К.: Vyshcha shk., 2000. – 446 s.
2. Safonov A.Y. O razvytyy tormoznikh system [Tekst] / A.Y. Safonov // Vestnyk mashynostroeniya. – М.: Mashynostroeniye, 2011. – №12. – S. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Aheikyn Ya.S. Teoriya avtomobilya: ucheb. posob. / Ya.S. Aheikyn, N.S. Volskaia. – М.: МНУУ, 2008. – 318 s.
4. Khrushchov M.M. Povishenye yznosostoikosty y sroka sluzhbi avtomobylei. Novie metodi opredeleniya yznosa detalei avtomobylei / Khrushchov M.M. – М.: Mashhyz, 1953. – s. 22-26.
5. Tiurn S.V. Yssledovaniya yzmeneniya efektyvnosty tormozheniya mezhd ucherednimy tekhnicheskymy obsluzhivaniyam / Tiurn S.V., Kasymov R.K., Revyn A.A. y dr. // Yzvestiya VOLHHTU. – V.21(124). – t.7. – 2013. – s. 41-44.
6. Hudz H.S. Sravnytelnyi analiz teplonahruzhennosty diskovikh tormoznikh mekhanizmov avtobusov pry razlychnikh typakh yspytanyi / H.S. Hudz, Ya.P. Yavorskyi // Avtomobylinii transport. – Kharkov: RYO KhHADTU, 2001. – №7. – S. 50-52.
7. Nazarov A.Y. Povishenye dolhovechnosty tormoznikh kolodok kolesnikh mashyn putem ratsyonalnoho raspredeleniya pohloshchaemoi enerhyy mezhd ucherednimy mekhanizmam / Nazarov A.Y., Volkov V.P., Podryhalo M.A. // Uovershenstvovanye sredstv mekhanizatsyy na avtotransporte y povishenye yznosostoikosty elementov mashyn: Mezhvuz. sb. nauch. tr. – Kharkov: KharHAZhT, 1997. – V. – s.71-72.
8. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
9. Patent № 742353. Dyskovii tormoz. Avstralyia. AU323. 26.03.2012
10. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC 10). - vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.
11. Patent na korysnu model u201902762. Ukraina. Dyskovyi halmivnyi mekhanizm pidvyshchenoi stabilnosti ta dovhovichnosti / Klets D.M., Nazarov O.I., Nazarov I.O., Shpinda Ye.M., Kholodov A.P., Chaplyhina O.M., Rieznikov O.O. – KhNADU, 2019. – 16 s.
12. Klymenko V.Y. K metodyke analiza y vibora raspredeleniya tormoznikh syl mezhd u

osiamy dvukhosnogo transportnogo sredstva / Klymenko V.Y., Leontev D.N., Lomaka S.Y. Rizhykh A.A. // Yzvestiya MHTU MAMU. – №1(11). – 2011. –s. 31-36

13. Raschetnie metodi otsenky treniya y yznosa: [sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Krahelskoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.

14. Dmytryev A.Y. Kompiuternoe modelyrovanye lokalnikh trybolohycheskykh kontaktov na prymere pari treniya avtomobylnoho tormoza / Dmytryev A.Y., Smolyn A.Iu., Psakhe S.H. y dr. // Fyzycheskaia mezomekhanyka. – V. №2. – T. 10. – 2007. – s. 15-28.

15. Zabolotnii R.V. K opredeleniyu vremeny y puty treniya tormoznykh mekhanyzmov y shyn avtomobylei s ABS // Yzvestiya VOLHHTU, V.2.- T.8. -2007. –s. 121-122

16. Volkov V.P. Rezhymi raboti tormozov lehkovykh avtomobylei y sovershenstvovanye sposobov ykh modelyrovaniya pry resursnykh laboratornykh yspitaniyakh / Volkov Vladymyr Petrovych: Dys... kand. tekhn. nauk: 05.05.03. – Kharkov, 1982. – 169s.

17. Patent na korysnu model. №137712. Ukraina. Dyskovyi halmivnyi mekhanizm pidvyshchenoi stabilnosti y dovhovichnosti / Klets D.M., Nazarov O.I., Nazarov I.O., Shpinda Ye.M., Kholodov A.P., Chaplyhina O.M., Rieznikov O.O. – Kyiv: DP «Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti», 2019. – B. №21. – 8 s.