

О. І. Назаров¹
С. І. Кривошапов¹
М. Є. Сергієнко²
В. А. Кашканов³
В. В. Семченко¹
В. П. Кулай⁴

ОЦІНКА РЕСУРСУ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ГАЛЬМІВНИХ ДИСКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ВІДНОСНОГО ЗНОШЕННЯ ДЛЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут»

³Вінницький національний технічний університет

⁴Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
«Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка»

Сучасний розвиток конструкцій автомобілів потребує значної уваги до гальмівних властивостей, які будуть залежати від конструктивних особливостей гальмівних механізмів. У статті розглянута схема, коли на передніх колесах встановлюються дискові гальма, а на задніх встановлені барабанні гальма. Із схеми розподілу сил, що діють на автомобіль під час гальмування, визначені максимальні навантаження і сили тертя для передніх та задніх осей. Отримано загальну формулу гальмівного шляху автомобіля, під час якого відбувається знос гальмівних механізмів. Були застосовані результати відомої теорії тертя і зношування І. В. Крагельського та побудована математична модель зносу для кожної пари тертя. Модель зношування враховує конструктивні параметри автомобіля, коефіцієнт зносостійкості матеріалів, початкову швидкість гальмування автомобіля, величину пробігу та гальмівного шляху. Основними конструктивними параметрами гальмівної системи є радіус тертя, кінематичний радіус кочення колеса, величина приводного тиску.

Для оцінки ресурсу гальмівного механізму запропоновано використовувати такий показник, як відносний знос спряжених деталей. Отримано зміну цього показника від геометричних параметрів і режимів роботи гальмівного механізму в умовах експлуатації. Надано прогнозну оцінку ресурсу гальмівних механізмів передньої та задньої осей легкових автомобілів, яку пропонується проводити за показником відносного зносу поверхонь тертя. Побудовані графічні залежності розподілу відносного зносу фрикційних поверхонь гальмівних механізмів для автомобілів Chevrolet Aveo та Forza. Показано на прикладі легкових автомобілів Chevrolet Aveo, що відносний знос гальм передньої осі є максимальним та змінюється в межах від 22,5 до 26,1 %; для задньої осі цей показник становить від 21,0 до 22,5 %. Ресурс гальмівного диску більший за ресурс фрикційної накладки у 4,44 раза для Chevrolet Aveo, водночас для автомобіля Forza цей показник становить 4,76. Результати роботи можуть бути використані для оцінки остаточного ресурсу гальмівних механізмів з урахуванням умов експлуатації.

Ключові слова: автомобіль, гальмівний механізм, поверхня тертя, знос.

Вступ

Транспортний засіб повинен мати можливість змінювати швидкість руху. Якщо для прискорення автомобіль повинен мати високі динамічні властивості, то при уповільненні використовуються гальмівні властивості автомобіля. На сучасні автомобілі встановлюють потужніші двигуни, що зумовлює необхідність підвищення вимог до гальмівної системи.

Ефективність гальмівної системи буде залежати від того, які гальмівні механізми встановлені на автомобілі. У конструкції гальмівної системи автомобіля широко використовується схема, коли на передніх колесах встановлені дискові гальма, а на задніх використовуються барабанні гальмівні механізми. Таке компонування призводить до зростання навантаження на передні гальма, а оскільки дискові гальма мають меншу масу, то накладки та диск будуть зношуватися інтенсивніше ніж колодки та барабан [1].

Гальмівний механізм є найбільш відповідальною частиною гальмівної системи автомобіля. Доцільно дослідити функціональну особливість різних типів гальмівних механізмів, які об'єднані в загальну гальмівну систему. Застосування різних типів механізмів в одній системі дає змогу визначити

можливі напрями щодо вдосконалення конструкцій наявних систем у напрямку збільшення ресурсу.

Важливо встановити величину допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень у гальмівних механізмах, що дасть змогу здійснити оцінку ресурсу гальм автомобіля. Бажано враховувати умови зношування, геометричні параметри і режими роботи гальм.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Розглянемо схему розподілу сил і моментів, яка виникає під час гальмування легкового автомобіля без блокування коліс та з вимкненою трансмісією (рис. 1). Визначимо величину гальмівного шляху.

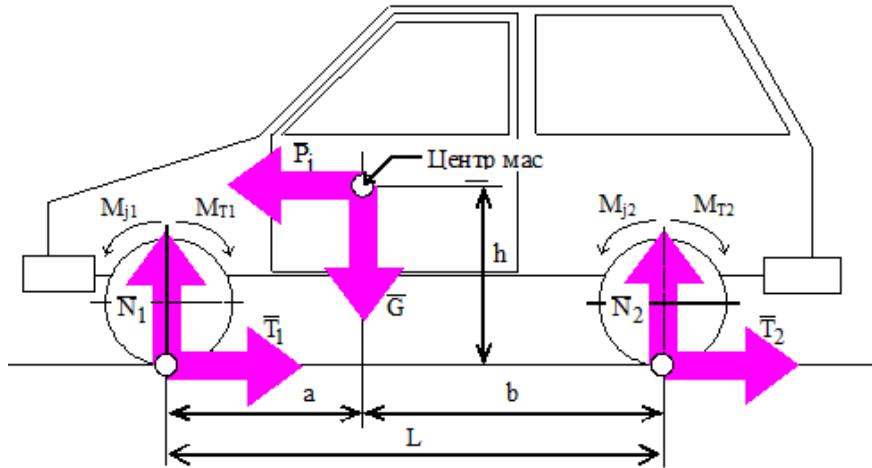


Рис. 1. Схема сил і моментів, які під час гальмування діють на автомобіль

Сумарна гальмівна сила автомобіля $P_{\Sigma T}$ на нескінченно малому гальмівному шляху ds_T без блокування коліс буде визначатися за формулою [1]:

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = d \left(\frac{m_a \cdot \mathcal{G}^2}{2} + \sum \frac{J_i \cdot \mathcal{G}^2}{2 \cdot r_k^2} \right), \quad (1)$$

де \mathcal{G} – швидкість руху автомобіля під час гальмування; m_a – маса легкового автомобіля; r_k – кінематичний радіус колеса; $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертових мас на осях.

Гальмівний шлях, за якого відбувається знос гальмівних механізмів, розраховується так:

$$ds_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \mathcal{G} \cdot d\mathcal{G}}{P_{\Sigma T}}, \quad (2)$$

де $P_{\Sigma T} = P_{T1} + P_{T2}$ – сумарна гальмівна сила автомобіля.

Інтегруючи вираз із межами інтегрування від \mathcal{G}_0 до \mathcal{G}_a , одержимо залежність

$$s_T = \left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \int_{\mathcal{G}_0}^{\mathcal{G}_a} \frac{\mathcal{G} \cdot d\mathcal{G}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (3)$$

де \mathcal{G}_0 – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля; \mathcal{G}_a – кінцева швидкість гальмування автомобіля; P_{T1} – гальмівна сила, яка відбувається на передній осі автомобіля; P_{T2} – гальмівна сила, яка відбувається на задній осі автомобіля,

Після інтегрування вираз (3) прийме такий вигляд:

$$s_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot (\mathcal{G}_0^2 - \mathcal{G}_a^2)}{2 \cdot (K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)}, \quad (4)$$

де K_1 і K_2 – коефіцієнти, які враховують конструкцію гальмівних механізмів відповідно для передньої та задньої осей автомобіля [2, 3].

Скористаємося теорією І. В. Крагельського [4], згідно з якою форма зношених поверхонь спряжених деталей визначається величиною зносу. Значення зносу в кожній точці поверхні тертя дорівнюватиме добутку коефіцієнта зносостійкості поверхонь тертя, тиску в точці контакту і швидкості зносу в кожній зі сполучених деталей.

Як показують дослідження [4], у багатьох випадках можуть бути прийнятими такі закони зношування, тоді залежності приймають вигляд

$$u_{1(2)i} = k_{1(2)} \cdot p_i \cdot \mathcal{G}_i \cdot T_i, \quad (5)$$

де k_1 , k_2 – коефіцієнти зносостійкості інтенсивності зношування поверхонь тертя для кожної з деталей; p_i – тиск на i -ій фрикційній поверхні; \mathcal{G}_i – кругова швидкість обертання i -ої поверхні тертя; T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні, що дорівнює часу гальмування без блокування коліс автомобіля, упродовж якого здійснюється гальмівний шлях.

Для заданої швидкості відносного ковзання спряжених поверхонь кожна точка на поверхні тертя має власну кругову швидкість ковзання, в якій прикладена сила тертя ковзання.

$$\mathcal{G}_i = \omega_i \cdot \rho_i, \quad (6)$$

де ω_i – кутова швидкість гальмівного диску відносно гальмівної колодки для i -ої точки; ρ_i – відстань від центру обертання до i -ої точки.

Візьмемо до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зношування. Тоді значення зносів кожної із фрикційних поверхонь (диск–колодка) для i -ої точки поверхні тертя матиме такий остаточний вираз:

$$U_i = k_i \cdot \frac{2 \cdot Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot \omega_i \cdot \rho_i \cdot T_i, \quad (7)$$

де R – зовнішній радіус гальмівного диску, який обмежує поверхню тертя; r – внутрішній радіус гальмівного диску, який обмежує поверхню тертя; α – кут обмеження фрикційної накладки, рад; Q – притискна сила колодок до диска.

Формула (7) буде відправною математичною залежністю для подальших теоретичних досліджень.

Мета і постановка задач

Метою роботи є встановлення залежності ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів від зносу поверхонь тертя, що утворюють фрикційну пару.

Виклад теоретичного матеріалу дослідження

Для повної характеристики величини ресурсу дискових гальмівних механізмів необхідно знати абсолютний та відносний зноси їхніх фрикційних поверхонь.

Розглянемо зміну взаємного положення фрикційних поверхонь, викликаних зносом цих поверхонь, коли автомобіль здійснює екстрене гальмування. Це дає змогу визначити параметри, якими можна характеризувати відносне зношування фрикційних поверхонь.

На момент гальмування без блокування коліс кутова швидкість обертання гальмівного диска визначається так:

$$\omega_i = \frac{\mathcal{G}_0}{r_k}, \quad (7)$$

Врахуємо значення зносів спряжених фрикційних поверхонь у кожній точці. Тоді величина зносу може бути розрахована за формулою:

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_{ц}^2 \cdot p_{цi} \cdot \rho_i \cdot \mathcal{G}_0^2}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i. \quad (8)$$

Гальмівний шлях автомобіля, що визначається за умови погашення інерції поступального i -го

обертвого руху мас для легкового автомобіля за рахунок осьових гальмівних сил, буде визначати i -ий час зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів.

Врахуємо, що час гальмування, пов'язаний з уповільненням автомобіля, визначається за відомою залежністю [5, 6]. Тоді після математичних перетворень можемо отримати залежність величини зносу i -ої фрикційної поверхні дискового гальмівного механізму, яка змінюється від гальмівного шляху, коли автомобіль виконує екстрене гальмування. Така залежність буде мати вигляд

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_{Li}^2 \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot P_{Li} \cdot S_{Ti} \quad (9)$$

Осьові гальмівні сили легкового автомобіля пов'язані з конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів K_i та тиском гальмівної рідини у відповідних контурах. Тоді гальмівний шлях (шлях, яким відбувається знос поверхонь тертя) автомобіля визначається з рівняння (5).

На момент блокування коліс будь-якої осі тиск у контурах передніх і задніх коліс визначається за формулою

$$P_{Li} = \frac{N_i}{K_i} \cdot \varphi_i, \quad (10)$$

де N_i – нормальна динамічна реакція на осі автомобіля [5]; φ_i – коефіцієнт зчеплення коліс i -ої осі автомобіля з опорною поверхнею; K_i – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів передньої та задньої осей [5].

Якщо враховувати геометричні параметри дискових гальмівних механізмів (на передній осі) та параметри барабаних гальмівних механізмів (на задній осі) для легкового автомобіля, дорожні умови та інтенсивність гальмування, то можна встановити відповідні величини приводного тиску гальм, які створюють гальмівні моменти на колесах.

Аналіз результатів теоретичних досліджень

Для моделювання ресурсу дискових гальм за відносним зносом поверхонь тертя під час теоретичних досліджень бралися легкові автомобілі Chevrolet Aveo і Forza, обладнані антиблокувальними системами (АБС). При цьому на передній осі встановлено дискові, а на задній осі – барабанні гальмівні механізми та шини 185/70 R14.

Приймалися такі умови: екстрене гальмування здійснювалися за відсутності вітру; рух автомобіля відбувався на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі; початкова швидкість початку гальмування змінювалася в межах 10–60 м/с.

Теоретичні значення відносного усередненого зносу поверхонь спряження «диск–фрикційна накладка», одержані за допомогою залежностей, які були подані вище, показано у вигляді гістограм відносного зносу гальм передньої та задньої осей для легкових автомобілів Chevrolet Aveo (рис. 2) і Forza (рис. 3).

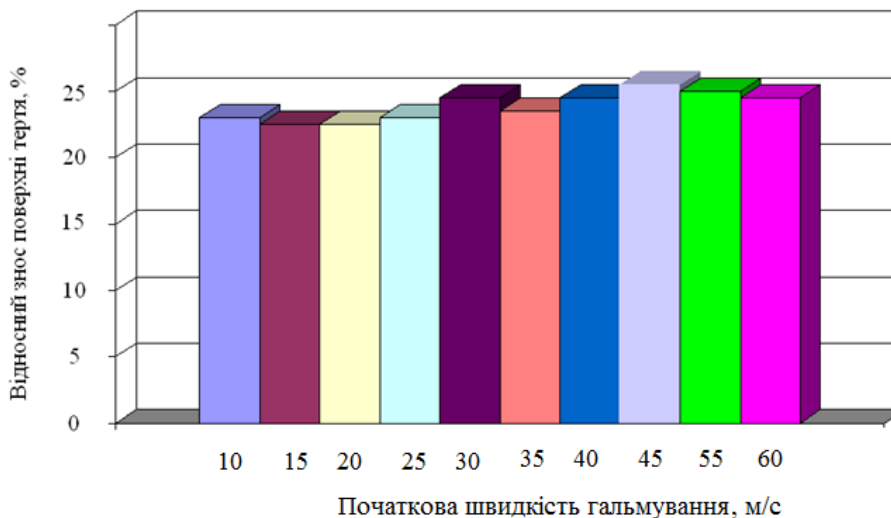


Рис. 2. Діаграма розподілу відносного зносу фрикційних поверхонь гальмівних механізмів автомобіля Chevrolet Aveo

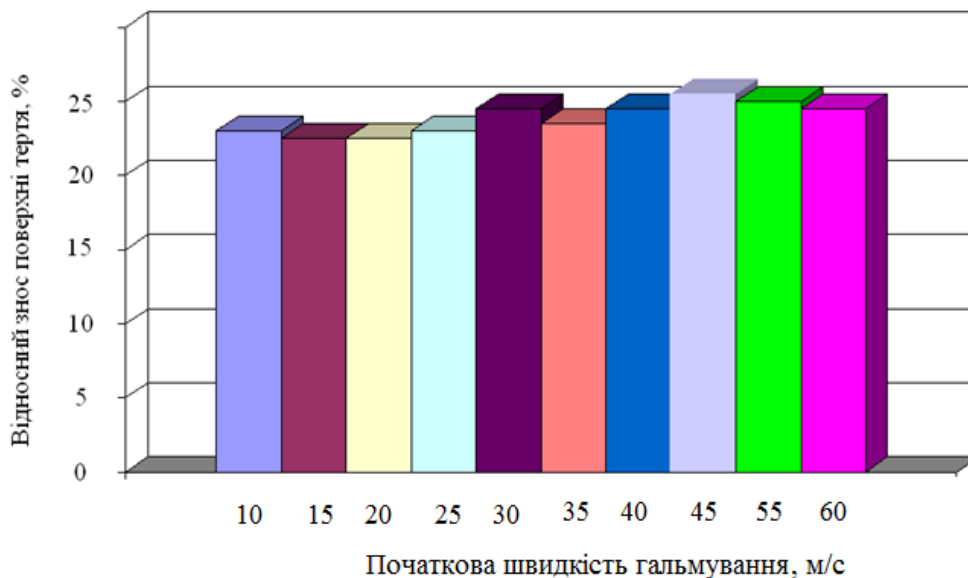


Рис. 3. Діаграма розподілу відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів автомобіля Forza

У роботі [7] наведені результати моделювання відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів для автомобіля DaewooLanos, що обладнані АБС або регуляторами тиску.

Ресурс дискових гальм будемо оцінювати за відносним зносом спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру дискових гальм j -ої осі легкового автомобіля

$$\left(\frac{D_2}{D_1} \right) = \left(\frac{U_1}{U_2} \right), \quad (11)$$

де U_1 – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму; U_2 – знос фрикційної поверхні колодки гальмівного механізму; D_1 – ресурс гальмівного диску; D_2 – ресурс фрикційної накладки.

Аналіз гістограм (рис. 1, 2) показує, що за однакових умов експлуатації легкових автомобілів Chevrolet Aveo і Forza, гальмівні системи яких обладнано АБС, відносний знос гальмівних механізмів передньої осі коливається в межах 22,5–26,1 %, водночас відносний знос гальм задньої осі становить 21,0–22,5 %.

Оскільки відносний ресурс гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів є величиною, оберненою до відносного зносу їхніх фрикційних поверхонь, то можна сказати, що за цих умов дослідження найбільший відносний ресурс дискових гальм становить 4,44 для автомобіля Chevrolet Aveo та 4,76 – для Forza.

Отже, за ресурсу фрикційної накладки, наприклад, 40 000 км пробігу автомобіля, обладнаного АБС, ресурс дискового гальмівного механізму автомобіля Chevrolet Aveo становить 177 600 км, а ресурс дискового гальмівного механізму Forza – 190 400 км.

Висновки

Дослідження показали, що відносний ресурс дискових гальмівних механізмів є величиною, оберненою до відносного зносу їх поверхонь тертя, які утворюють фрикційну пару.

Для легкових автомобілів Chevrolet Aveo відносний знос дискових гальм (передньої осі) є максимальним та коливається в межах 22,5–26,1 %, тобто ресурс гальмівного диску більший за ресурс фрикційної накладки у 4,44 раза, водночас для автомобіля Forza відносний знос дискових гальм знаходиться в межах 21,0–22,5 %, тобто ресурс дещо більший та становить 4,76.

Результати роботи можуть бути використані для дослідження методів прогнозування остаточного ресурсу дискових гальм для легкових автомобілів, що будуть враховувати умови експлуатації транспортного засобу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Ярещенко Н. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11. Харків, 1999.
- [2] ДСТУ UN/ECE 13-09-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N, і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT). [Чинний від 01.07.2005].
- [3] ДСТУ 3649: 2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436). [Чинний від 28.11.2010]. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 26 с.
- [4] Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. Ч. 2. *Методологія моделювання межового змащування в гідромашинах: монографія* / В. А. Войтов. Харків: Центр Леся Курбаса, 1997. 152 с.
- [5] Назаров О. І., Шпінда Є. М. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах. *Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць*. Луцьк, 2019. № 64. С 81–86.
- [6] Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang et al. *Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10)*. Shenyang, China, 2010. Vol. 4. P. 411–416.
- [7] Назаров О. І., Кривошапов С. І., Сергієнко М. Є. Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: Автомобіле- та тракторобудування. Харків^ НТУ «ХПІ», 2022. № 1. С. 26–35.

Назаров Олександр Іванович – канд. техн. наук, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говоруценка М. Я.», e-mail: hefer64@ukr.net

Кривошапов Сергій Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говоруценка М. Я.», e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Семченко Віталій Володимирович – магістрант, автомобільний факультет, e-mail: 7semvit@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Сергієнко Микола Єгорович – канд. техн. наук, доцент кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», e-mail: nesergienko@gmail.com

Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Автомобілів та транспортного менеджменту», e-mail: kash_2004@ukr.net

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Кулай Володимир Павлович – аспірант кафедри «Галузевого машинобудування та мехатроніки», e-mail: LuKum339@gmail.com

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки «Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка», м. Полтава

O. Nazarov¹
S. Krivoshev¹
M. Sergienko²
V. Kashkanov³
V. Semchenko¹
V. Kulai⁴

Resource assessment of friction surfaces of the brake disc mechanisms by relative wear indicators for cars

¹Kharkov National Automobile and Highway University

²Kharkov National University "Kharkov Polytechnic Institute"

³Vinnitsia National Technical University

⁴Educational and Scientific Institute of Information Technologies and Robotics
"Poltava Polytechnic named after Yu. Kondratyuk"

Modern development of vehicle designs requires paying great attention to braking properties, which will depend on the design parameters of the brake mechanisms. The article discusses a scheme where a disc brake is installed on the front wheels, and drum brakes are installed on the rear wheels. From the diagram of the distribution of forces that act on the vehicle during braking, the maximum friction forces for the front and rear axles were determined. A general formula was obtained for the braking distance of a vehicle, during which wear of the brake mechanism occurs. We used the results of the well-known theory of friction and wear by I.V. Kragelsky. The mathematical wear model was built for each friction pair. The wear model takes into account the design parameters of the vehicle, the wear resistance coefficient of materials, the initial braking speed of the vehicle, the mileage and braking distance. The main design parameters of the brake system are the friction radius, the kinematic rolling radius of the wheel, and the amount of drive pressure.

To assess the service life of the brake mechanism, it was proposed to use such an indicator as the relative wear of associated parts. A formula has been obtained for calculating this indicator based on changes in geometric parameters and operating modes of the brake mechanism under operating conditions. A forecast was made of the service life of the brake mechanisms of the front and rear axles of passenger cars, which is proposed to be carried out according to the indicator of relative wear of friction surfaces. Graphic dependences of the distribution of relative wear of the friction surfaces of brake mechanisms for Chevrolet Aveo and Forza cars were constructed. It was shown using the example of Chevrolet Aveo passenger cars that the relative wear of the front axle brakes is maximum and it varies from 22.5 to 26.1%, and for the rear axle this figure varies from 21.0 to 22.5%. The service life of the brake disc is 4.44 times greater than the service life of the friction lining for the Chevrolet Aveo. For the Forza car this figure is 4.76. The results of the work can be used to estimate the residual life of brake mechanisms, taking into account operating conditions.

Key words: car, brake mechanism, friction surface, wear.

Nazarov Oleksandr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of «Technical operations and service of cars name after prof. Govorushchenko N.Ya.», e-mail: hefer64@ukr.net

Krivoshev Sergey – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of «Technical operations and service of cars name after prof. Govorushchenko N.Ya.», e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Sergienko Mykola – Ph. D. (Eng.), Associate professor of the Department of «Automobile and tractor manufacturing», e-mail: nesergienko@gmail.com

Kashkanov Vitalii – Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of «Automobiles and Transport Management», e-mail: kash_2004@ukr.net

Semchenko Vitalii – Master's degree, Faculty of Automobile, e-mail: 7semvit@gmail.com

Kulai Volodymyr – graduate student of the Department of «Industrial Mechanical Engineering and Mechatronics», e-mail: LuKum339@gmail.com