

# ОЦІНКА ВІДНОСНОГО РЕСУРСУ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА ВІДНОСНИМ ЗНОСОМ ЇХ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ

Сергеев Дмитро Сергійович, студент гр. А-36т1-20, бакалавр  
[dimka890007@gmail.com](mailto:dimka890007@gmail.com)

Ткаченко Костянтин Сергійович, студент гр. А-36т1-20, бакалавр  
[jawazaz2000@gmail.com](mailto:jawazaz2000@gmail.com)

**Вступ.** Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації [1], являється встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що створюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальним.

**Мета роботи.** Метою роботи є відносна оцінка ресурсу дискових гальм легкового автомобіля на основі математичної моделі зношування фрикційних пар.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Відомо [2], що в результаті зношування в спряженні «диск-колодка» виникає зміна відносного положення поверхонь тертя, яку надалі будемо називати зносом спряження, що і є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із ресурсом.

Тому для повної характеристики величини відносного ресурсу фрикційних поверхонь необхідно знати їх відносний знос. Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь.

На рис.1 показано схему для визначення відносного зносу фрикційних поверхонь дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжень з однієї поверхні тертя диска.

Умовно зображено загальний випадок спряження поверхонь тертя після експлуатації з одного боку диску, що мають криволінійну твірну  $BOC$  із встановленою нормаллю до неї в точці  $A$  (див. рис.1).

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованою в «тілі» другої деталі. Сумарний епюр при цьому буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежену кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Область, розділена на дві частини площиною, визначає форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину відносного зносу кожної поверхні після експлуатації.

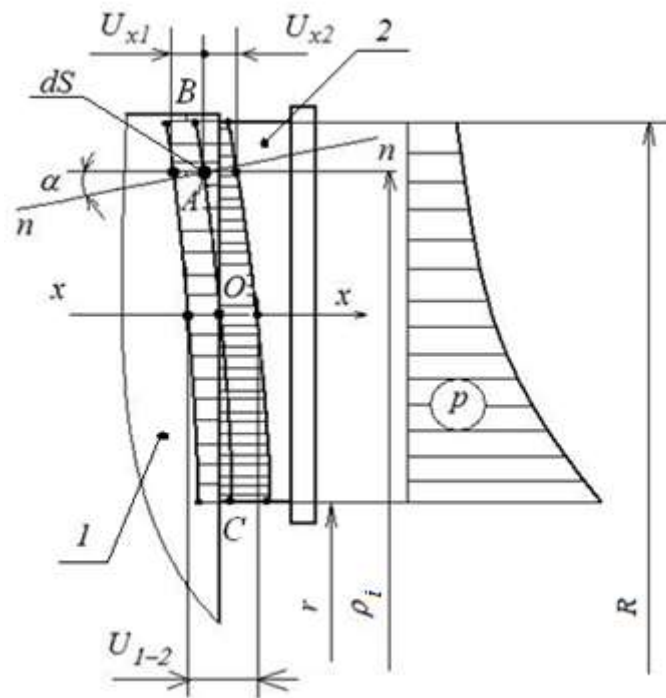


Рисунок 1 – Схема дослідження відносного зносу

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей, контактним тиском на поверхні тертя  $p$  та швидкістю відносного ковзання  $\mathcal{V}$ .

Для випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, а залежності мають вигляд [2]

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \mathcal{V}; \quad (1)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \mathcal{V}, \quad (2)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування гальмівного диска;

$k_2$  – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування фрикційної накладки;

$\mathcal{V}$  – задана швидкість відносного обертання фрикційних поверхонь.

Якщо закон зношування відповідає (1) і (2), то враховуючи залежність швидкості ковзання від радіуса тертя та кутової швидкості обертання гальмівного диска, одержимо

$$\gamma_1 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_1 \cdot p_{1n}; \quad (3)$$

$$\gamma_2 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_2 \cdot p_{2n}. \quad (4)$$

Залежність між притисковою силою  $Q$  колодок до диска та епюрним тиском  $p$  і тиском гальмівної рідини  $p_1$  в колісному циліндрі діаметром  $d_u$

передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_S p_{in} \cdot dS = \frac{\pi d_y^2 \cdot p_{iy}}{4}. \quad (5)$$

З іншого боку, підставляючи замість  $dS = \alpha \cdot \rho \cdot d\rho$ , маємо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \alpha \cdot \rho \cdot d\rho = \gamma_{1-2} \cdot \frac{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}{2\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (6)$$

де  $\gamma_{1-2}$  – швидкість зношування фрикційного спряження;

$R, r$  – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску;

$\alpha$  – кут обмеження фрикційної накладки.

Вирішуючи відносно  $\gamma_{1-2}$ , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження

$$\gamma_{1-2} = \frac{2(k_1 + k_2) \cdot \omega \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot Q. \quad (7)$$

Отже, значення абсолютних зносів фрикційних поверхонь (1 – диск, 2 – колодка, див. рис. 1) в кожній точці поверхні тертя одержимо, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q \cdot \omega \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot T_i, \quad (8)$$

де  $T_i$  - час зношування  $i$ -ої фрикційної поверхні (час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля).

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = \frac{g_a}{r_k}, \quad (9)$$

де  $g_a$  – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

$r_k$  – кінематичний радіус колеса.

Отже, з урахуванням (9) значення зносів спряжених фрикційних поверхонь в кожній точці визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{yi}^2 \cdot p_{iy} \cdot \rho_i \cdot g_a}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i. \quad (10)$$

Час гальмування автомобіля без блокованих коліс визначається за умови погашення інерції поступального і обертового руху мас легкового автомобіля за рахунок гальмівних сил і аеродинамічної сили опору за

$$0,5(m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2) = (P_{T1} + P_{T2} + P_{wx}) \cdot s_T, \quad (11)$$

де  $\sum I_i$  – сумарний інерційний момент обертових мас на осях;

$m_a$  – маса легкового автомобіля;

$g_a$  – початкова швидкість гальмування автомобіля;

$P_{T1}, P_{T2}$  – осьові гальмівні сили;

$s_T$  – гальмівний шлях автомобіля;

$P_{wx}$  – сила лобового опору автомобіля;

$K_0$  – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля;

$F_w$  – площа лобового опору легкового автомобіля (площа Міделя).

Враховуючи те, що осьові гальмівні сили легкового автомобіля пов'язані з конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів  $K_1, K_2$  і тиски гальмівної рідини у відповідних контурах, то гальмівний шлях (шлях, за який відбувається зношування поверхонь тертя) автомобіля визначається, як

$$s_T = \frac{0,5(m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2)}{p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}, \quad (12)$$

де  $p_1$  – тиск, створюваний в контурах передніх коліс;

$p_2$  – тиск, створюваний в контурах задніх коліс.

При застосуванні РГС величина тиску в контурах передніх коліс автомобіля на момент блокування задніх коліс, визначається, як

$$p_1 = p_2 = p_{10} = \frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_i - K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}{K_1 + K_2}, \quad (13)$$

де  $\varphi_i$  – коефіцієнт зчеплення коліс  $i$ -ої осі із опорною поверхнею дороги;

$K_1, K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів передньої та задньої осей.

Тиск у контурах задніх коліс автомобіля змінюється [3]

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot k_0, \quad (14)$$

де  $p_{10}$  – тиск в першій точці характеристики регулювання (визначається за (13));

$k_0$  – коефіцієнт підсилення тиску ( $k_0 = 0,1$ ).

У разі застосування АБС тиск у контурах передніх і задніх коліс на момент блокування коліс якої-небудь осі визначається, як

$$p_1 = \frac{R_1 \cdot \varphi_1}{K_1}, \quad (15)$$

$$p_2 = \frac{R_2 \cdot \varphi_2}{K_2}, \quad (16)$$

де  $R_1$  і  $R_2$  – нормальні динамічні реакції на осях автомобіля [4].

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваних легкових автомобілів Lanos, можна встановити, що визначені конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів становлять:  $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  [5].

Гальмівний шлях автомобіля пов'язаний із часом гальмування та уповільненням відомою залежністю

$$s_T = \frac{(\mathcal{G}_a - \mathcal{G}_o)^2}{2j}, \quad (17)$$

де  $\mathcal{G}_a$  – початкова швидкість гальмування автомобіля;

$\mathcal{G}_o$  – кінцева швидкість гальмування автомобіля (у разі екстреного гальмування  $\mathcal{G}_o = 0$ );

$j$  – величина реалізованого уповільнення легкового автомобіля з урахуванням дії аеродинаміки автомобіля, яка визначається, як [5]

$$j = \frac{1}{m_a} \cdot [p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot \mathcal{G}_a^2]. \quad (18)$$

Відомо, що час гальмування автомобіля при цьому визначається, як

$$T_i = \frac{\mathcal{G}_a - \mathcal{G}_o}{j}. \quad (19)$$

**Аналіз результатів теоретичних досліджень.** Для моделювання відносного зносу поверхонь тертя дискових гальм під час теоретичних досліджень приймалися легкові автомобілі Lanos з антиблокувальними системами (АБС) або регуляторами тиску (РТС) [3], обладнані передніми дисковими та задніми барабанними гальмівними механізмами, шинами 185/70 R14.

Приймалися умови, за яких екстрені гальмування здійснювалися в безвітряну погоду на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі в межах зміни початкової швидкості гальмування 10-60 м/с.

Теоретичні значення відносного зносу поверхонь спряження «диск–фрикційна накладка» легкових автомобілів Lanos, одержані за допомогою вище поданих залежностей, показано у вигляді гістограм (рис. 2, рис. 3) розподілу відносного зносу поверхонь тертя у залежності від початкової швидкості гальмування.

Відносний знос спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру дискових гальм легкового автомобіля, обладнаного  $j$ - ою гальмівною системою, та обернену до нього величину, – відносний ресурс, будемо знаходити за формулою

$$\left(\frac{U_1}{U_2}\right)_j = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)_j, \quad (20)$$

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

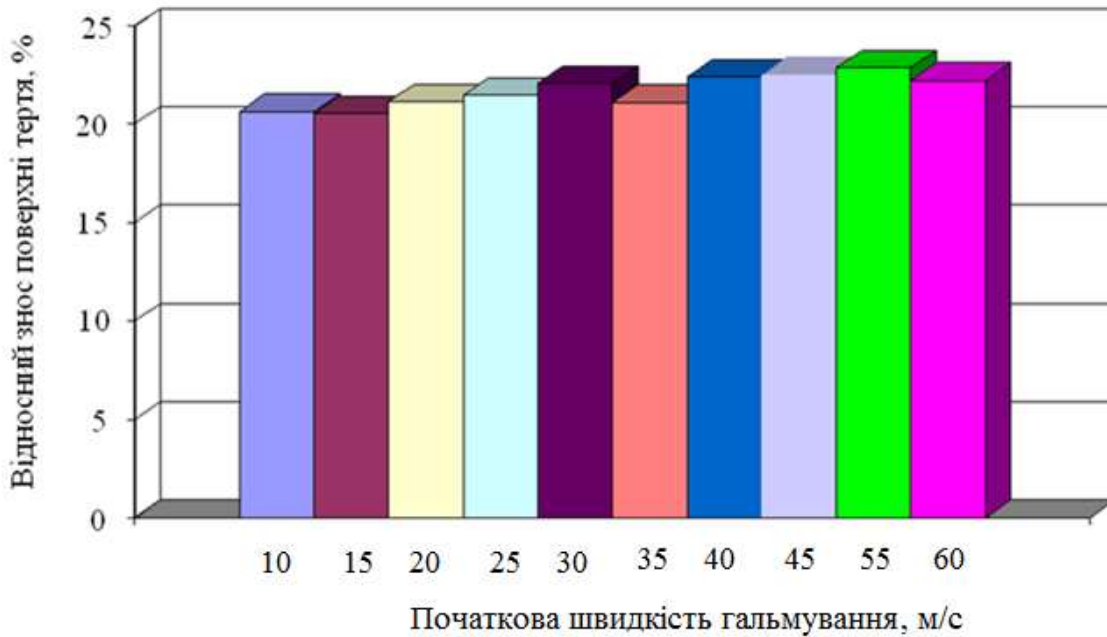


Рисунок 2 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Lanos, обладнаного АБС

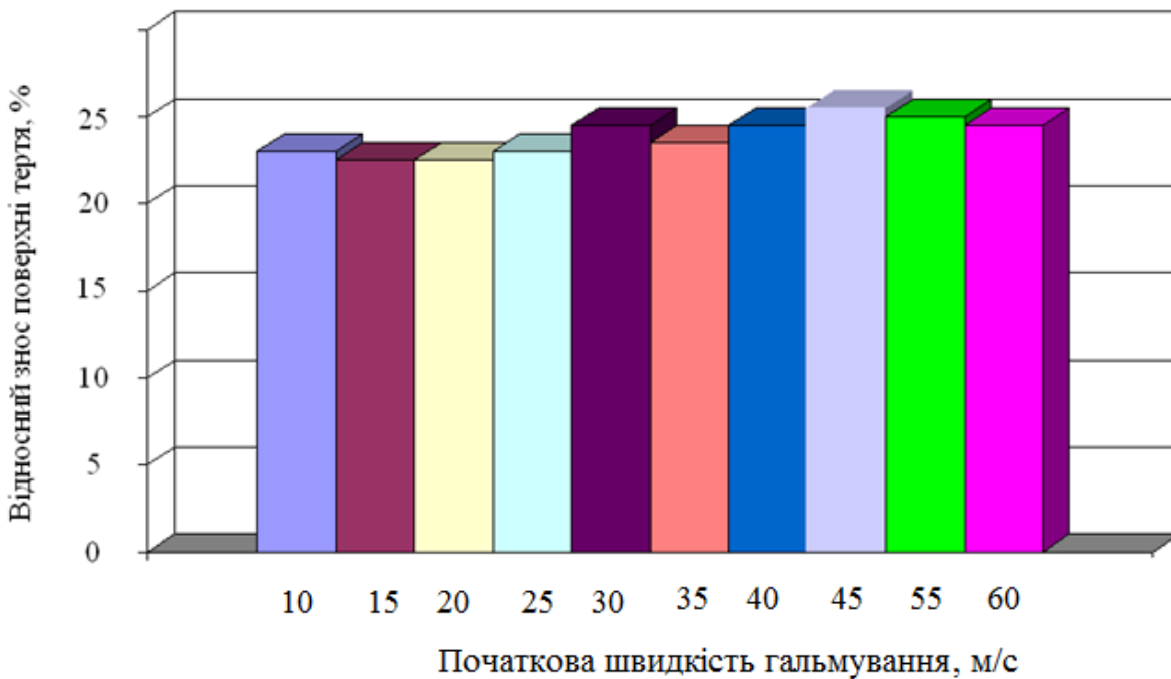


Рисунок 3 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Lanos, обладнаних РГС [3]

Аналіз гістограм (див. рис.2 і рис. 3) показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів Lanos, гальмівні системи яких обладнано РГС, відносний знос фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів коливається в межах 22,5-26,1%, тоді, як для автомобілів, обладнаних АБС, він становить 21,0–22,5%.

На підставі цього можна зробити висновок про те, що відносний ресурс гальмівних механізмів автомобіля Lanos є величиною, оберненою до їх відносного зносу фрикційних поверхонь, та коливається в межах 3,83–4,44 для гальмівних систем із РГС і 4,44-4,76 – для систем із АБС.

**Висновки.** Встановлено, що відносний ресурс дискових гальмівних механізмів є величиною оберненою до відносного зносу спряжених поверхонь тертя. Для легкових автомобілів Lanos відносний знос дискових гальм коливається в межах 21,0-26,1%, тобто величина ресурсу фрикційної накладки більша за величину ресурсу гальмівного диску у 3,83-4,76 рази, що відповідає їх відносному ресурсу гальм.

### Перелік посилань

1. *Н. Ярещенко* Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми», Харків. нац. техн. ун-т, Харків, 1999. 2. Оцінка зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів: зб. Наук. Праць / *О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, В.А. Цибульський, М.Є. Сергієнко*. – Вісник НТУ «ХП». Серія Автомобіле та тракторобудування. №2. – 2021. – с. 34-42 3. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [*Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.*]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12. 2012, Бюл. №24. 4. *Назаров В.І.* Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / *Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.* // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. – №39(1082). – С. 134-140. 5. *Назаров О.І.* Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах / *Назаров О.І., Шпінда Є.М.* // Наукові нотатки: [міжвуз. зб. наук. праць]. – Луцьк, 2019. – №64. – С.81-86.

*Науковий керівник: Назаров Олександр Іванович – к. т. н., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: hefer64@ukr.net*