

Назаров О.І.,  
Назаров І.О.,  
Абрамов Д.В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, hefer64@ukr.net

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ  
БАРАБАННИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ  
ДВОВІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН В  
УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

УДК 629.083:621-113

*Анотація.* Визначено закономірність зміни зносу барабанних гальмівних механізмів двовісних транспортних машин під час експлуатації в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, їх геометричних параметрів та швидкості зношування, які дозволяють зробити рекомендації щодо введення того чи іншого закону розподілу гальмівних сил між осями транспортної машини та термінів заміни зношених деталей барабанних гальмівних механізмів під час експлуатації.

*Ключові слова:* барабанний гальмівний механізм, знос, поверхня тертя, довговічність, умови експлуатації.

**Постановка проблеми.** Практика експлуатації двовісних транспортних машин, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів тертя достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок [1], а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження показали, що близько 70% виходу із ладу двовісних транспортних машин під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя їх гальмівних механізмів [2-4].

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем двовісних транспортних машин, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності [5]. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи, якою є гальмівний механізм [6, 7], працює в різних умовах зношування, особливо під час регенерації енергії гальмування [9], то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями [7, 8], його геометричних параметрів і швидкістю зношування під час експлуатації являється актуальним.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В результаті зносу спряжених деталей барабанних гальмівних механізмів виникає зміна їх відносного положення, яку називають зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою двовісною транспортною машиною або її механізмом початкових службових властивостей [2, 3, 6-8, 10].

Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь. При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення (зближення) деталей при зносі [11].

**Формулювання мети та постановка задачі.** Метою роботи являється підвищення довговічності барабанних гальмівних механізмів двовісних транспортних машин за рахунок вибору такого коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, котрий би під час експлуатації забезпечував найменший рівень зносу спряжених деталей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: проаналізувати процес зношування барабанних гальмівних механізмів під час експлуатації, встановити функціональну залежність між зносом спряжених деталей та коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями.

**Аналіз процесу зношування барабаних гальмівних механізмів.** Для визначення зносу спряження барабан-накладка [4, 5, 11] для повної характеристики форми зношеної поверхні будемо розглядати два взаємно перпендикулярних перетини. Специфіка розрахунку таких спряжень обумовлена тим, що лише в одного тіла створюються умови рівномірного зносу для точок, розташованих на загальній траєкторії відносного переміщення тіл [11, 12].

В якості типового випадку розглянемо визначення параметрів зношування під час експлуатації гальмівних механізмів [4, 5] барабанного типу «дуо-дуплекс» (рис.1, а) в разі абразивного зношування (для закону зношування  $m_{pi} = m_{vi} = 1$  [12]). Тоді залежності для визначення швидкості зношування барабану (позначено індексом - 1) і фрикційної накладки (позначено індексом - 2) мають вигляд

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \vartheta, \quad (1)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \vartheta, \quad (2)$$

де  $k_1, k_2$  - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування відповідно барабана і накладки гальмівної колодки;

$p$  - тиск на поверхні тертя;

$\vartheta$  - швидкість відносного ковзання контртіл.

Колодка встановлюється верхньою та нижньою опорою в пази поршнів колісних циліндрів (див. рис.1, а), таким чином її поворот під дією сил тертя не можливий [4, 5]. Тому напрям можливого зближення  $x - x$  деталей під час зношування задано.

Для розгляданого спряження будемо мати два постійних параметри, що характеризують знос:  $\gamma_{1-2} = const$  - знос спряження;  $\gamma_1 = const$  - знос барабана. Внутрішня циліндрична поверхня барабану буде мати рівномірний знос в силу умов зношування.

Кругова швидкість на поверхні тертя визначається та вважається постійною за даних умов зношування

$$\vartheta = 2\pi \cdot R \cdot n, \quad (3)$$

де  $R$  - радіус поверхні тертя;

$n$  - число обертів барабану.

Для визначення характеру епюри тиску застосуємо формулу [11, 12]

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Звідки швидкість зношування фрикційної накладки гальмівної колодки

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1. \quad (5)$$

У відповідності до закону зношування (2), з урахуванням (5) і (3), одержимо залежність тиску у функції кута  $\alpha$  у вигляді

$$p = \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2}. \quad (6)$$

Кут  $\alpha$  змінюється від  $-\alpha_0$  (поворот за годинниковою стрілкою) до  $+\alpha_0$  (поворот проти годинникової стрілки), а величини  $k_2, n, \gamma_{1-2}, \gamma_1$  - постійні за даних умов зношування.

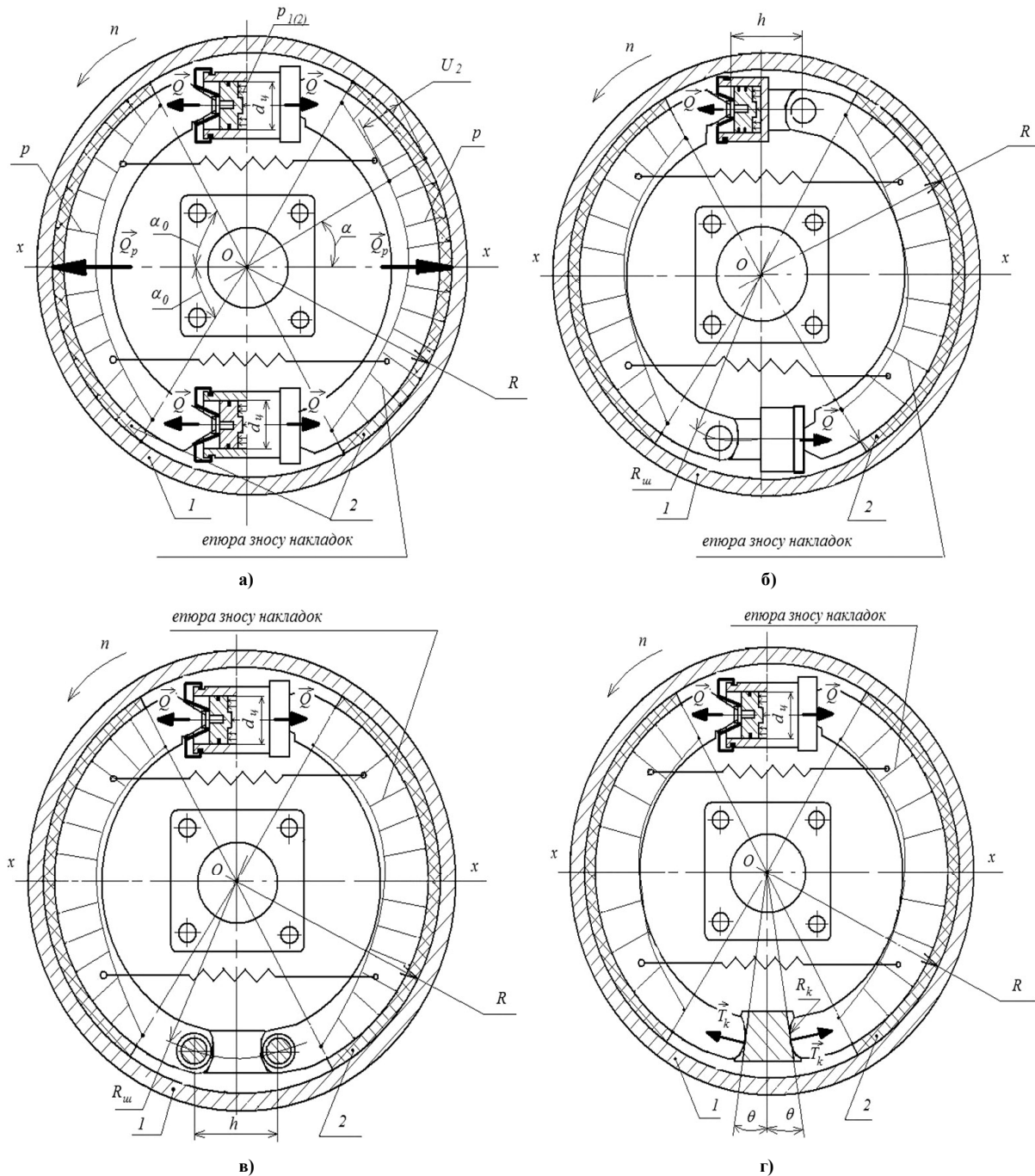


Рис. 1 – Схема для визначення зносу контртіл гальмівного механізму [4, 5]  
 а) «дуо-дуплекс»; б) «дуплекс»; в) «симплекс» із шарнірним кріпленням колодок;  
 г) «симплекс» із плаваючим кріпленням колодок

Числове значення тиску можна знайти, якщо будуть відомі числові значення  $\gamma_{1-2}$  і  $\gamma_1$ . Для цього необхідно визначити залежність між результуючим зусиллям  $Q_p$ , що діє на колодку, і тиском  $p$ , враховуючи, що

$$Q_p = 2Q = \int_S p \cdot dS, \quad (7)$$

де  $Q$  - приводна сила, створювана колісним циліндром [13];

$dS = l_k \cdot R \cdot d\alpha$  - площа тертя елементарної ділянки колодки;

$l_k$  - ширина фрикційної накладки.

В результаті одержимо

$$Q = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2} d\alpha, \quad (8)$$

Інтегруючи вираз (8), після математичних перетворень одержимо

$$Q = \frac{R \cdot l_k}{4\pi \cdot n \cdot k_2} \cdot [\gamma_{1-2} \cdot (0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0) - 2\gamma_1 \cdot \sin \alpha_0]. \quad (9)$$

Для знаходження залежності між  $\gamma_1$  і  $\gamma_{1-2}$  розглянемо знос барабану 1, який буде мати місце при його повороті на елементарний кут  $d\alpha$  (див. рис.1) згідно із (1)

$$dU_1 = k_1 \cdot p \cdot \vartheta \cdot dT. \quad (10)$$

Час зношування  $dT$  на ділянці  $d\alpha$  пов'язаний із загальним часом  $T$  зношування барабану виразом

$$dT = T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (11)$$

Отже

$$dU_1 = k_1 p \cdot \vartheta \cdot T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (12)$$

Враховуючи те, що швидкість зношування барабану  $d\gamma_1 = dU_1 / T$ , одержимо

$$d\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot p \cdot \vartheta}{2\pi} d\alpha \quad (13)$$

або

$$\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot \vartheta}{2\pi} \cdot \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha. \quad (14)$$

Підставляючи значення  $p$  із (6) та інтегруючи одержаний вираз, знайдемо залежність

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}. \quad (15)$$

Аналіз формули (15) показує, що швидкість зношування внутрішньої циліндричної поверхні барабану не залежить від кута  $\alpha$ , тобто знос рівномірно розподіляється по поверхні тертя.

Підставляючи значення  $\gamma_1$  із (15) у (9) та вирішуючи відносно  $\gamma_{1-2}$  одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_2 \cdot n}{l_k \cdot \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (16)$$

Ця формула показує залежність зносу спряження від матеріалу спряжених деталей, розмірів поверхні тертя, частоти обертання контртіла. У відповідності до неї в разі

абразивного зношування ( $m_{pi} = m_{vi} = 1$ ) швидкість зношування спряження не залежить від радіуса  $R$  внутрішньої поверхні барабану. Це пояснюється тим, що зі збільшенням радіуса пропорційно зростає швидкість ковзання та зменшується середній тиск на поверхні тертя  $p_{cp} = \frac{Q}{2\alpha_0 \cdot R \cdot l_k}$ .

Помноживши чисельник і знаменник виразу (16) на  $2\alpha_0 \cdot R$  та використовуючи формулу (3), одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\alpha_0 \cdot k_2}{0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}} \cdot p_{cp} \cdot \vartheta. \quad (17)$$

Аналіз (17) говорить, що знос спряження пов'язаний із характеристикою  $p \cdot \vartheta$ .

При  $p \cdot \vartheta = const$  і не змінному коефіцієнті тертя буде мати місце однакове виділення теплоти під час роботи спряження [2, 3]. Формула (17) показує, що в разі абразивного зношування спряжених деталей барабанного гальмівного механізму розрахунків за характеристикою  $p \cdot \vartheta$  буде забезпечувати не тільки температурний режим, але й збереження швидкості зношування спряження на різних режимах роботи.

Таким чином, величина зносу спряжених деталей: для гальмівного барабану у відповідності до формули (15) та для фрикційної накладки – (5), визначається як

$$U_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T. \quad (18)$$

$$U_2 = \gamma_{1-2} \cdot \left( \cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (19)$$

Звідки слідує, що знос  $U_1$  внутрішньої поверхні барабану рівномірно розподілений по поверхні тертя, а знос  $U_2$  фрикційної накладки буде симетричним відносно осі  $x$  (див. рис. 1, а) та залежить від кута  $\alpha$ . При  $\alpha = 0$  він досягає найбільшого значення.

**Встановлення функціональної залежності між коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями та зносом спряжених деталей.** В разі застосування барабанних гальмівних механізмів [4, 5] типу «симплекс» із шарнірним кріпленням колодок (див. рис. 1, в) знос фрикційних накладок не рівномірний та залежить від кута  $\alpha$ , причому знос активної накладки (лівої) колодки більший за знос пасивної (правої). Для обох колодок знос збільшується в місці прикладення приводної сили і зменшується з наближенням до опори, причому у випадку шарнірного кріплення колодок (див. рис. 1, в) він досягає менших значень [12].

Аналогічна картина має місце для барабанних гальмівних механізмів [4, 5] типу «дуплекс» (див. рис. 1, б) з тією різницею, що в такому випадку обидві колодки активні та мають однаковий знос накладок.

Формули (18) і (19) одержано при розгляданні зносу спряження в діаметральному перетині для барабанних гальмівних механізмів типу «дуо-дуплекс» (див. рис. 1, а) [4, 5]. Вони можуть бути застосовані для визначення зносу поверхонь тертя й інших типів барабанних гальмівних механізмів при  $\alpha \neq 0$ , якщо сила  $Q$  прикладена симетрично по ширині колодки  $l_k$  або коли в осьовому перетині є додаткові елементи, що не допускають повороту колодки. Тоді знос в осьовому перетині буде рівномірним і визначається,

як слідує із залежності (16), інтенсивністю навантаження на одиницю ширини колодки.

Практично нерівномірний знос по ширині колодки може виникнути в разі центрального прикладення сили, якщо умови зношування біля країв накладки і в середині різні. Наприклад, менша вірогідність попадання абразиву на середину фрикційної накладки, ніж на її краї, або нерівномірне відведення тепла з поверхні тертя можуть змінити співвідношення зносів пари тертя. Це означає, що змінились закони зношування, та якщо конструктивними чи експлуатаційними заходами важко добитися однакових умов зношування по всій поверхні тертя, то аналітичне визначення параметрів спряження буде аналогічним вище поданому. В такому разі окремі ділянки спряження будуть мати свої закони зношування.

Припустимо, що барабанні гальмівні механізми [4, 5] типу «симплекс» (див. рис.1) застосовуються на колесах задньої осі двовісних транспортних машин.

Приводна сила  $Q$  визначається через приводний тиск  $p_2$  в колісному циліндрі [13]

$$Q = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} \cdot p_2, \quad (20)$$

де  $d_u$  - внутрішній діаметр гальмівного циліндра.

У відповідності до залежності (16) із урахуванням (20) у такому разі одержимо

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_2}{l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (21)$$

Коефіцієнт  $\beta$  розподілу гальмівних сил між осями [7-10, 14-16] залежить від співвідношення приводних тисків у контурах передніх і задніх гальмівних механізмів, а також їх конструктивних параметрів

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}}, \quad (22)$$

де  $p_1, p_2$  - приводний тиск в циліндрах передніх і задніх гальмівних механізмів;

$K_{T1}, K_{T2}$  - конструктивні коефіцієнти передніх і задніх гальмівних механізмів.

Визначаючи  $p_2$  із (22) та підставивши у (21), одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_1 \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (23)$$

Враховуючи те, що в разі певного розподілу гальмівних сил між осями, приводний тиск у контурах передніх і задніх гальмівних механізмів також змінюється за певним законом [7-9, 15], наприклад, за компенсаційною характеристикою, тобто

$$p_1 = \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10}, \quad (24)$$

де  $K_0$  - коефіцієнт передачі тиску робочого тіла [7, 8];

$p_{10i}, p_{20i}$  - постійні значення приводного тиску, відносно яких відбувається його зміна за допомогою спеціальних пристроїв [7, 8, 14, 15].

Остаточно величина зносу спряжених деталей барабан-накладка гальмівних механізмів за умови абразивного зносу ( $m_p = m_v = 1$ ), як найбільш вірогідного за умов експлуатації [11, 12], у відповідності до (18) і (19) буде визначатись, як

$$U_1 = \frac{\pi^2 \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left( \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin 2\alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T, \quad (25)$$

$$U_2 = \frac{\pi^2 \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left( \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \left( \cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (26)$$

### Висновки

1. Одержано закономірності, що враховують коефіцієнт розподілу гальмівних сил, конструктивні параметри спряжених деталей і швидкість зношування за певний період експлуатації для визначення граничної величини зносу спряження барабан-накладка, які можуть служити критерієм прогнозування надійності барабанних гальмівних механізмів, встановлених на задній осі двовісних транспортних машин.

2. Для збільшення строку служби барабанних гальмівних механізмів за певних умов експлуатації двовісних транспортних машин необхідно під час конструкторсько-технологічних рішень слід:

- збільшувати коефіцієнт  $\beta$  постійного розподілу гальмівних сил між осями;
- збільшувати конструктивний коефіцієнт  $K_{T2}$  задніх гальмівних механізмів;
- збільшувати ширину поверхні тертя (ширину колодки);
- підвищувати зносостійкість матеріалів контртіл.

### Література

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник. - К.: Знання-Прес, 2003. - 511 с.
2. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Гудз Г.С. - Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1998. - 139 с.
3. Вольченко А.И. Тепловой расчет тормозных устройств / Вольченко А.И. - Львов: Выща школа, 1987. - 136 с.
4. Hans-PeterKlug. Nutzfahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Prüf- und Wartungsarbeiten / Hans-PeterKlug. - 3. - überarb. unterw. Aufl. - Würzburg: Vogel, 1993. - 570s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
5. Вольченко А.И. Барабанно-колодочные тормозные устройства / Вольченко А.И. - Львов: Высшая школа, 1980. - 191 с.
6. Германчук Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Германчук Ф.К. - М.: Машиностроение, 1973. - 177 с.

7. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614с.
8. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
9. J. Zhang Integrated control of braking energy regeneration and pneumatic anti-lock braking / J. Zhang, X. Chen, P.-J. Zhang // Journal of Automobile Engineering, 2010. - vol. 224. - no. 5. - pp. 587–610.
10. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. – №7. – С. 72–74.
11. Хрущов М.М. Новые методы определения износа деталей машин / М.М. Хрущов // Повышение износостойкости и срока службы машин. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.
12. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов / [под ред. Крагельский И.В. и др.]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
13. Туренко А.Н. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами / Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. – К.: УМК ВО, 1990. – 137 с.
14. Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук:05.05.03/ Булавкин Александр Сергеевич. – Харьков, 1984. – 214 с.
15. Назаров И.А. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта [Текст]: (конф. «Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике», 20-21 ноября 2014 г.: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе») [Электронный ресурс] / И.А. Назаров, В.И. Назаров. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2014. – Т.1. – Вып.1 – С. 257-262. – ISSN 2409-7829.
16. Подригало М. Підвищення зносостійкості деталей барабаних гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються [Текст] / М. Подригало, В. Назаров // Інженерна механіка та транспорт: 1-а Міжнародна конференція молодих вчених (ЕМТ-2010), 25-27 листопада 2010 р.: зб. матеріал. доповід. – Львів: Львівська політехніка, 2010. – С. 56-57.

## Summary

**Nazarov A.I., Nazarov I.A., Abramov D.V.** Increasing longevity drum brakes biaxial highway vehicles under operation

*In a typical case considered abrasive wear on brakes drum "duo-duplex" "duplex" and "simplex" during the operation of transport and technological machines.*

*Obtained laws that take into account the rate of brake force distribution, design parameters coupled parts and wear rate for a given period of operation to determine the limit of wear-coupling drum pad that can serve as a criterion reliability prediction brakes mounted on the rear axle axle transport vehicles.*

*To prolong the life of drum brakes in certain conditions axle transport vehicles should be increased:*

*- ratio constant brake force distribution between the axles;*



- structural factors of the rear brakes;
- friction surface width (width of pads);
- durability of materials and drum pads.

*Determined pattern change wear drum brakes axle motor vehicles in operation depending on changes in the coefficient brake force distribution between the axles, their geometric parameters and rate of wear that can make recommendations on the introduction of a law brake force distribution between the axles transporter and terms replace worn parts drum brakes during operation.*

*The aim is to increase durability drum brakes axle transport vehicles due to the choice of the coefficient brake force distribution between the axles, which would be in operation provide the lowest level of depreciation coupled parts.*

**Keywords:** drum brakes, wear, surface friction, durability, operating conditions.

## References

1. Ludchenko O.A. Tehnichne obslugovuvannya ta remont avtomobiliv: Pidruchnik.- K.: Znannya-Pres, 2003.- 511 s.
2. Gudz G.S. Temperaturnye rezhimy friktsionnykh uzlov avtotransportnykh sredstv / Gudz G.S. – Harkov: Izd-vo HGADTU, 1998. –139 s.
3. Volchenko A.I. Teplovoy raschet tormoznykh ustroystv / Volchenko A.I. – Lvov: Vyischa shkola, 1987. – 136 s.
4. Hans-PeterKlug. Nutzfahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Prüf- und Wartungsarbeiten / Hans-PeterKlug. – 3. – uberarb. underw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
5. Volchenko A.I. Barabanno-kolodochnyie tormoznyie ustroystva / Volchenko A.I. – Lvov: Vyisshaya shkola, 1980. – 191s.
6. Germanchuk F.K. Dolgovechnost i effektivnost tormoznykh ustroystv / Germanchuk F.K. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 177 s.
7. Stabilnost ekspluatatsionnykh svoystv kolesnykh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. i dr.]; pod red. M.A. Podrigalo. – Harkov: HNADU, 2003. – 614s.
8. Manevrennost i tormoznyie svoystva kolesnykh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I., Boboshko A.A.]; pod red. M.A. Podrigalo. – Harkov: HNADU, 2003. – 403 s.
9. J. Zhang Integrated control of braking energy regeneration and pneumatic anti-lock braking / J. Zhang, X. Chen, P.-J. Zhang // Journal of Automobile Engineering, 2010. - vol. 224. - no. 5. - pp. 587–610.
10. Volkov V.P. Otsenka stabilnosti raspredeleniya tormoznykh sil mezhdru osyami kolesnoy mashiny / Volkov V.P. // Avtomobilnyiy transport. – Harkov: RIO HNADU, 2001.– #7. – S. 72–74.
11. Hruschov M.M. Novyie metodyi opredeleniya iznosa detaley mashin / M.M. Hruschov // Povyishenie iznosostoykosti i sroka sluzhby mashin.- M.: Mashgiz, 1953. - C. 22-26.
12. Raschetnyie metodyi otsenki treniya i iznosa: sb. nauchn. trudov / [pod red. Kragelskiy I.V. i dr.] .- Bryansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975. - 234 s.
13. Turenko A.N. Funktsionalnyiy raschet tormoznoy sistemyi avtomobilya s barabannyimi tormozami / Turenko A.N., Bogomolov V.A., Klimenko V.I. – K.: UMK VO, 1990. – 137 s.
14. Bulavkin A.S. Osobennosti sovmestnogo ispolzovaniya diskovykh i barabannykh tormoznykh mekhanizmov [Tekst]: diss. ... kand. tehn. nauk:05.05.03/ Bulavkin Aleksandr Sergeevich. – Harkov, 1984. – 214 s.

15. Nazarov I.A. Povyishenie bezopasnoy ekspluatatsii dvuhosnyih transportnyih sredstv avtomobilnogo transporta: (konf. «Molodyie uchenyie – alternativnoy transportnoy energetike», 20-21 noyabrya 2014 g.: sb. nauchn. trudov «Alternativnyie istochniki energii v transportno-tehnologicheskoy kompleksе») [Elektronnyiy resurs] / I.A. Nazarov, V.I. Nazarov. – Voronezh: FGBOU VPO VGLA, 2014. – T.1. – Vyip.1 – S. 257-262. – ISSN 2409-7829.
16. Nazarov I.A. Povyishenie bezopasnoy ekspluatatsii dvuhosnyih transportnyih sredstv avtomobilnogo transporta: (konf. «Molodyie uchenyie – alternativnoy transportnoy energetike», 20-21 noyabrya 2014 g.: sb. nauchn. trudov «Alternativnyie istochniki energii v transportno-tehnologicheskoy kompleksе») [Elektronnyiy resurs] / I.A. Nazarov, V.I. Nazarov. – Voronezh: FGBOU VPO VGLA, 2014. – T.1. – Vyip.1 – S. 257-262. – ISSN 2409-7829.
17. Podrigalo M. Pidvischennya znosostlykosti detaley barabannih galmivnih mehanizmiv legkovih avtomobiliv, scho ekspluatuyutsya [Tekst] / M. Podrigalo, V. Nazarov // Inzhenerna mehanika ta transport: 1-a Mizhnarodna konferentsiya molodih vchenih (EMT-2010), 25-27 listopada 2010 r.: zb. materlal. dopovid. – Lviv: Lvivska politehnika, 2010. – S. 56-57.