

ПЕРЕДУМОВИ МОДИФІКАЦІЇ СТРУКТУРИ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЛЬМОВИХ МЕХАНІЗМІВ ДИСКОВОГО ТИПУ

Проценко В. О., д.т.н., професор, професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна, email: 1904pvo@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3468-4952;

Русанов С. А., к.т.н., доцент, доцент кафедри транспортних систем і технічного сервісу Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна, email: ohvpbm@i.ua, ORCID: 0000-0002-1003-4867;

Шикарев Г. Г., студент Херсонського національного технічного університету, м. Херсон, Україна, email: glibshikarev@gmail.com, ORCID: 0009-0006-2797-5459.

Стаття присвячена аналізу передумов модифікації структури автомобільних гальмових механізмів дискового типу. Показано, що підвищення технічного рівня гальмових механізмів можна забезпечувати двома основними шляхами – матеріалознавчим та конструктивним. Перший направлений на підвищення фізичних показників матеріалів тертьових поверхонь, реалізується технологіями зміцнення існуючих матеріалів та створенням нових, зокрема композитних. Другий шлях направлений на забезпечення рівномірного розподілу навантаження між елементами механізму, зокрема гальмовими колодками та дисками/барабанами. Виконано структурний аналіз гальмового механізму легкового автомобіля показав, що він містить 7 незалежних контурів в яких розташовано 15 надлишкових зв'язків. Аналіз впливу надлишкових зв'язків демонструє, що вони здатні чинити суттєвий вплив на роботу механізму. Зокрема, обмеження обертальних рухоностей колодок перешкоджають їх самовстановленню по дисках, що, разом із нерівномірним зношуванням, може стати причиною збільшення нерівномірності розподілу навантаження між ними. Це в свою чергу може призвести до коливання моменту тертя колісних механізмів, яке спричиняє ризикання автомобіля при гальмуванні. Надлишкові зв'язки можуть також призводити до позаштатного навантаження елементів механізму, зокрема складання та роботи з непередбаченими натягами, що не підвищує якості роботи гальмових механізмів. Наявність надлишкових зв'язків на практиці нівелюють збільшенням зазорів у кінематичних парах, що призводить до запізнення спрацьовування гальм та додаткових динамічних навантажень. Отримані результати свідчать на користь доцільності модифікування структури гальмових механізмів з метою зменшення кількості чи ліквідації надлишкових зв'язків.

Ключові слова: гальмовий механізм; автомобіль; структура; рухомість; надлишковий зв'язок.

DOI: 10.33815/2313-4763.2025.2.31.100-109

Вступ. Гальмування автомобіля є одним із найбільш небезпечних режимів його руху, оскільки при цьому можливий його вихід за межі коридору, ширину якого встановлено у 3,5 м [1], що може призвести до аварії, зокрема зіткнення з іншим автомобілем. Аналіз гальмівних діаграм, отриманих на автомобілі категорії M_1 із застосуванням GPS-систем, дав можливість встановити, що на початкові процесу гальмування ($t = 0$) поперечне сповільнення a_l має ненульове від'ємне значення, тобто початкова поперечна швидкість автомобіля теж ненульова, а з початком гальмування починає міняти напрямок. Поперечне сповільнення a_l при гальмуванні міняє свою величину та знак періодично, причому період збільшується з 0,2 с на початку процесу до 0,5 с у кінці, а амплітуда спочатку збільшується, а потім зменшується. Зміна повздовжнього a_f та поперечного a_l прискорень відбувається в одній фазі, тобто поперечне прискорення також залежить від інтенсивності роботи гальмових механізмів. Щодо аналізу причин такого характеру протікання процесу гальмування, то причиною періодичної зміни поперечного прискорення a_l і відтак ризикання автомобіля при гальмуванні може бути періодичне зростання моменту тертя колісних гальмових механізмів по колодках, причини чого належить проаналізувати.

Аналіз публікацій. Значна кількість наукових досліджень, опублікованих в останній час, присвячена дослідженню, методам та засобам підвищення зносостійкості елементів гальмових механізмів матеріалознавчими та конструктивними методами.

У роботі [2] виконано експериментальне дослідження зносостійкості гальмових колодок чотирьох поширених на нігерійському ринку брендів. Було відібрано фізичні зразки фрикційного матеріалу колодок (тильна пластина + фрикційний шар), виміряно твердість за методом Брінеля, виконано трибовипробування на стенді: визначали коефіцієнт тертя та зносу при заданому навантаженні і швидкості. За результатами експериментів було застосовано статистичне моделювання з використанням розподілу Вейбулла для оцінки очікуваного життєвого ресурсу колодок кожного бренду. Результати вказали на значні міжбрендові відмінності: твердість, коефіцієнт тертя та інтенсивність зносу колодок були суттєво різними. Моделювання дало можливість виконувати кількісні оцінки ресурсу (наприклад – ймовірність досягнення заданого пробігу). Подібні дослідження були виконані в Україні – у роботі [3] було проведено дослідження ефективності роботи дискового гальмового механізму автомобіля «Hyundai Accent» за допомогою моделювання різних режимів роботи руху автомобіля на випробувальних стендах. Моделювання виконувалось з використанням гальмових колодок для передніх дискових гальм автомобіля «Hyundai Accent», від різних виробників. Отримані результати свідчать, що залежно від виробника показники зношування гальмових колодок та дисків, а також величина гальмівного моменту суттєво відрізняються. Робота [4] присвячена дослідженню перспектив використання функційно-градієнтного ковкого чавуну (FGDI) як матеріалу для гальмових колодок з метою підвищення їх зносостійкості. Методика містила два етапи: контрольовані трибологічні тести у лабораторних умовах, щоб виявити механізми зносу та оцінити коефіцієнти тертя, а також стендові випробування на дискових машинах тертя, які імітували реальні умови гальмування досліджуваних пар тертя при різних температурах. Мікроскопічний аналіз поверхні показав формування графітових плато на колодках та плівки переносу на дисках. Встановлено, що матеріал FGDI із функційним градієнтом демонстрував вищу зносостійкість, стабільніший коефіцієнт тертя та меншу чутливість до температурних змін. У дослідженні [5] проаналізовано зв'язок між зносом гальмових колодок і дисків та ефективністю роботи гальмової системи автомобіля. Методика включала польові випробування на автомобілі (експлуатація в інтенсивному/помірному режимі) і стендові випробування на динамометричному стенді. У процесі виконання досліджень вимірювали товщину фрикційного матеріалу колодок (наприклад, передні колодки зносилися з 13 мм до майже 10 мм після 18,5 тис. км пробігу), а також гальмівну силу, та оцінювали ефективність роботи гальмової системи у % (як відношення гальмівної сили до маси автомобіля). Встановлено, що ефективність роботи гальмової системи після 18,5 тис. км пробігу у міському режимі становила близько 59 %, а після заміни дисків і колодок її ефективність зросла до 72 %. Таким чином показано, що знос колодок/дисків має суттєвий вплив на ефективність роботи гальмової системи. У роботі [6] розглянуто трибовластивості та знос фрикційних пар «диск-колодка» на лабораторному стенді. Проаналізовано кілька типів матеріалів колодок і дисків (типи А, В, С, D, E, F) у температурному діапазоні 100...450°C з кроком 50°C. Метою було встановити, як склад фрикційного матеріалу впливає на знос диска та зміну коефіцієнта тертя під температурними режимами. Встановлено, що співвідношення максимального до мінімального зносу диска варіювалося від 6,0 до 10,0 залежно від матеріалу. При 800 та 1000 циклах гальмувань і температурі 100...250 °C / 100...450 °C відповідні коефіцієнти становили 7,6 і 14,0. Таким чином показано, що традиційні матеріали колодок (типи А-D) призводять до більш високого зносу диска у другому температурному режимі, а матеріали E і F є більш стабільними. Рекомендовано підбирати склад колодок з урахуванням впливу на диск та тепловий режим. У роботі [7] пропонується метод впливу на зносостійкість гальмових дисків ультразвуковими коливаннями під час лиття заготовок для них (частота 20 кГц і 25 кГц) для покращення його фрикційно-зносостійких властивостей. При виконанні стендових досліджень використовували давачі тиску, швидкості, температури, щоб виміряти середній коефіцієнт тертя та його стабільність під різними умовами гальмування. Результати свідчать, що диски, виготовлені із застосуванням ультразвукової обробки, показали кращу стабільність властивостей і знижену швидкість зносу у порівнянні зі стандартними. Слід

відзначити, що застосування додаткової обробки при виготовленні заготовок збільшуватиме вартість дисків та відтак вартість експлуатації машини. Робота [8] містить результати експериментального вивчення формування DTV (Disc Thickness Variation) у лабораторних умовах залежно від режимів навантаження, конструкції супорта та температури. Тут представлені результати стендових випробувань з імітацією колісного вузла та два типи супортів, кількість циклів гальмування становила 500...5000, а контактні тиски сягали 1,2...2,8 МПа. Вимірювання DTV виконано на кількох радіусах, зафіксована швидкість наростання DTV – на початковій фазі роботи становить 6...12 мкм/1000 циклів, на пізній – 1...3 мкм/1000 циклів. Дослідження зносу в радіальному напрямку показало, що максимальні амплітуди DTV локалізовані в секторі радіуса, де охолодження найгірше. Показано, що основний механізм зношування дисків – комбінований адгезійно-абразивний із локальною пластичною деформацією. Тиск супорта розподіляється на деталях нерівномірно, що корелює з DTV, а за нерівномірності тиску >20% амплітуда DTV зростає в 1,8...2,6 раза. Показано, що практичне зниження DTV можливе при балансуванні тиску і покращенні теплообміну. Стаття [9] містить аналіз процесів тертя і зношування пари диск-колодка на режимах високого навантаження (рис. 1). Тут встановлено, що максимальна локальна глибина зносу колодки в моделі виникли на критичних ділянках (кромки поверхонь тертя), інтенсивність зношування швидко наростає у початковій фазі роботи, потім темп знижується, радіальний знос зменшується від зовнішньої до внутрішньої кромки (через лінійне зростання колової швидкості зі збільшенням радіуса). Відповідними наслідками є те, що несиметричний розподіл контактного тиску по дискові та локальний термічний вплив ведуть до формування «гарячих кілець» по радіусу і виникнення на них DTV.

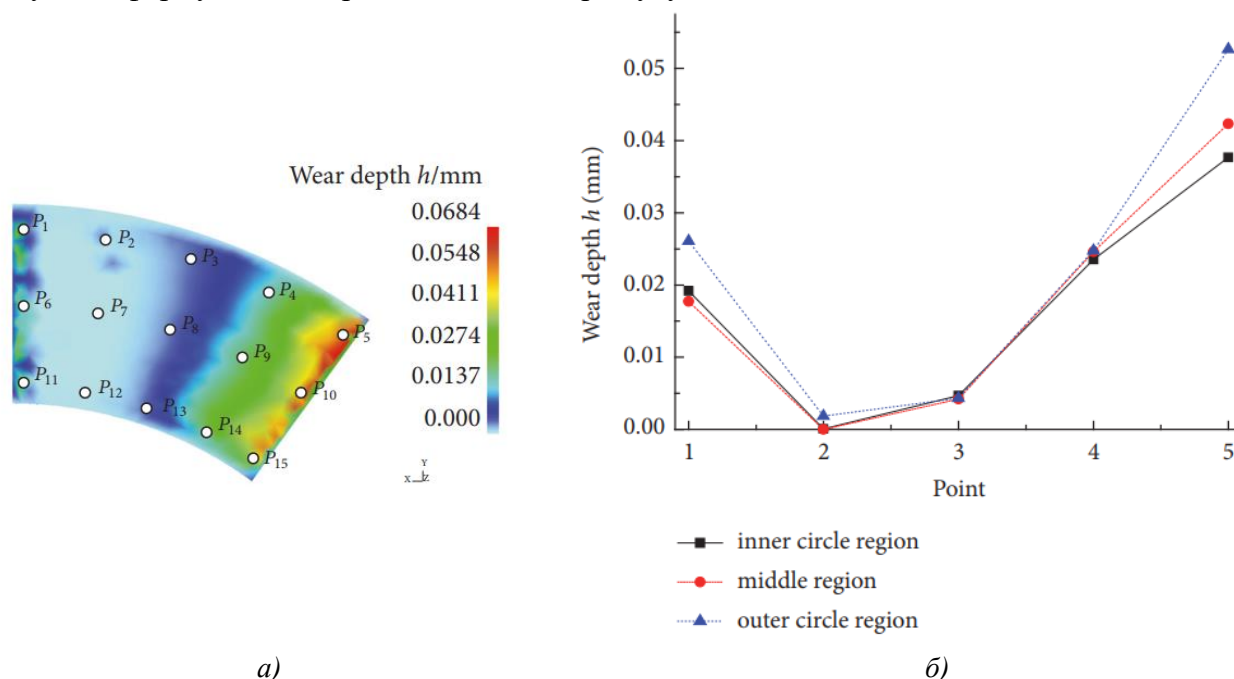


Рисунок 1 – Розташування контрольних точок (а) та знос у цих точках (б) гальмової колодки, отримані в результаті розрахунку [9]

Дослідження [10] містить оцінку впливу DTV та OOR (некруглості) на роботу електромеханічних гальм (ЕМБ). Використано аналітичні моделі на імітаційній моделі гальма, що включає жорсткість мотор-редуктора ЕМБ, а також експерименти на стенді зі штучно введеними похибками. Показано, що поріг критичної шкідливості DTV для ЕМБ виявився нижчим, ніж для класичних гідравлічних супортів, зокрема при $DTV > 36$ мкм спостерігаються помітні додаткові динамічні навантаження на мотор-редуктори та підвищене навантаження на підшипники. OOR у межах сотих долей міліметра формує неоднорідний контакт по радіусу, що сприяє локалізації зносу, що веде до утворення періодичних радіальних кіл/сегментів з більшим зносом. Тому для ЕМБ потрібно жорсткіше

контролювати допуски DTV/OOR, а відтак для них особливо важливим є підвищення ресурсу. Робота [11] розглядає явище «подвійного» або клиноподібного зносу гальмових колодок у системах гальмування вантажних залізничних вагонів. Виявлено, що пристрої для забезпечення рівномірного зносу колодок часто ушкоджені, тому колодки у вагонних гальмах зазнають клиноподібного зносу: верхні краї більше навантажені, і стикаються з колесом навіть у незагальмованому стані гальмування. Це створює додаткове тертя, пришвидшує знос і порушує його рівномірність. Дослідження [12] зосереджене на статистичній обробці геометричних параметрів зносу гальмових колодок модернізованих систем гальмування вантажних вагонів. За рахунок збору даних із контрольних пунктів станцій техобслуговування, побудовано графіки залежностей зносу колодок від пробігу із застосуванням статистичних методів. Результати показали, що після модернізації систем гальмування із впровадженням удосконалених заходів забезпечення рівномірності зносу, ресурс колодок збільшився приблизно до 2,6 разів. Таким чином доведено, що підвищення рівномірності зносу конструктивними методами веде до суттєвого зростання ресурсу.

Постановка проблеми. Таким чином, ресурс гальмових колодок та дисків можна крім матеріалознавчих методів забезпечити підвищенням рівномірності зношування цих елементів, що залежить у тому числі від рівномірності тиску в зоні контакту. Забезпечити рівномірність тиску дає можливість самовстановлюваність ланок гальмового механізму, або відсутність у ньому надлишкових зв'язків. У роботах [13, 14] проаналізовано наявність та вплив надлишкових зв'язків на роботу гальмових механізмів вантажопідйомних машин. Розглянуто механізми дискового та барабанного типів і показано, що більшість наявних надлишкових зв'язків є кутовими, вони вимагають високої точності виготовлення деталей гальм та їх складання, а також контролю параметрів в експлуатації. Компенсація наявності надлишкових зв'язків зазвичай виконується збільшенням зазорів у кінематичних парах, що призводить до запізнення спрацювання гальм, а також виникнення динамічних навантажень при роботі. Частина надлишкових зв'язків унеможливує самовстановлення гальмових колодок по дисках чи барабанах. За наявності биття диска це може стати причиною коливання величини гальмівного моменту під час гальмування та опору обертанню дискові чи барабану при розгальмованому гальмі. Для гальмових механізмів автомобілів досліджень структури механізмів знайти не вдалося, що формує умови для наступних наукових розвідок.

Метою роботи є аналіз структурної досконалості гальмового механізму автомобільного гальма дискового типу та огляд перспектив для забезпечення самовстановлюваності ланок механізму та рівномірності тиску гальмових колодок та дисків.

Задачі роботи:

- скласти структурну схему гальмового механізму автомобіля дискового типу;
- виконати структурний аналіз, встановити кількість і розташування надлишкових зв'язків;
- оцінити можливий вплив наявних надлишкових зв'язків на роботу механізму;
- показати перспективи удосконалення гальмового механізму за рахунок виключення надлишкових зв'язків.

Виклад основного матеріалу. Далі аналізуватимемо механізм дискових гальм автомобіля «Daewoo Lanos», як типового представника таких пристроїв (рис. 2). Він містить встановлений із можливістю обертання відносно підвіски автомобіля гальмовий диск 1, зовнішню 2 та внутрішню 3 (щодо осі автомобіля) гальмові колодки, що встановлені по обидва боки від гальмового диска 1, та мають можливість переміщення вздовж його осі, а також взаємодії своїми робочими бічними поверхнями з робочою поверхнею торців диска, нерухомо встановлений відносно підвіски корпус гальмового супорта 0, у призматичні пази якого введені призматичні напрямні шипи гальмових колодок, на напрямних супорта з можливістю осевого переміщення встановлено II-подібну скобу гальмового супорта 4, яка із зовнішнього боку гальмового диска 1 має можливість взаємодії із неробочою бічною поверхнею зовнішньої гальмової колодки 2, а з внутрішнього боку гальмового диска 1 в

осьовий отвір скоби супорта 4, із можливістю осьового переміщення встановлено гальмовний поршень 5, що має можливість взаємодії своїм торцем з неробочою бічною поверхнею внутрішньої гальмової колодки 3.

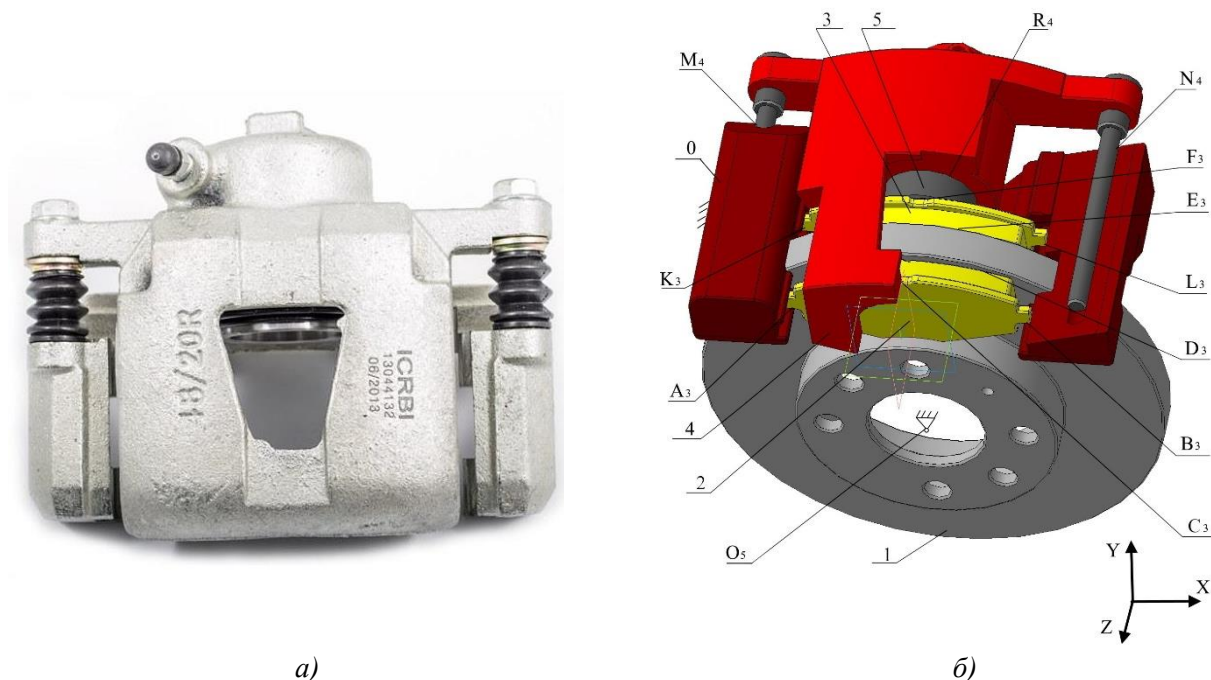


Рисунок 2 – Загальний вид (а) та структурна схема (б) колісного гальмового механізму

Описаний механізм містить $n = 5$ рухомих ланок (диск 1, колодки 2 та 3, скоба 4, поршень 5). Кількість кінематичних пар п'ятого класу тут становить $P_5 = 1$ (O_5), кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 3$ (M_4, N_4, R_4), кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 8$ ($A_3, B_3, C_3, D_3, E_3, F_3, L_3, K_3$), пари другого та першого класів відсутні – $P_2 = P_1 = 0$.

Загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 1 + 3 + 8 + 0 + 0 = 12. \quad (1)$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 1 + 2 \times 3 + 3 \times 8 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 31. \quad (2)$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [15]:

$$k = P - n = 12 - 5 = 7. \quad (3)$$

Незалежні контури механізму: $R_4F_3E_3D_3C_3R_4$; $M_4C_3D_3O_5M_4$; $N_4C_3D_3O_5N_4$; $A_3D_3B_3A_3$; $A_3C_3B_3A_3$; $K_3F_3L_3K_3$; $K_3E_3L_3K_3$.

Ступінь рухомості механізму $W = W_b + W_l = 1 + 3 = 4$, де $W_b = 1$ – основна рухомість механізму (обертання гальмового диска 1);

$W_l = 3$ – місцеві рухомості ланок (колодок 2 та 3, а також поршня 5).

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева [16]:

$$\begin{aligned} q_{SM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 4 + 5 \times 1 + 4 \times 3 + 3 \times 8 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 5 = 15. \end{aligned} \quad (4)$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса:

$$q_{Oz} = W + 6k - f = 4 + 6 \times 7 - 31 = 15. \quad (5)$$

Підтверджує представлені розрахунки застосування поконтурного методу (табл. 1).

Таблиця 1 – Застосування поконтурного методу для гальмового механізму

Контур	Пласкі рухомості f_p	Непласкі рухомості f_n
	$f'_x \quad f'_y \quad f''_z$ $F \quad E \quad FR \uparrow W_L(5)$ $D \quad D \quad M$ $\emptyset \quad C \quad NO \uparrow W_b(1)$ $\uparrow W_L(2) \quad AB \quad \emptyset \quad \emptyset$ $C \quad \emptyset \quad C$ $\uparrow W_L(3) \quad KL \quad F \quad \emptyset$ $E \quad \emptyset \quad E$	$f''_x \quad f''_y \quad f'_z$ $\emptyset \quad \emptyset \quad R$ $\downarrow q_1 \quad \downarrow q_2$ $\emptyset \quad \emptyset \quad M$ $\downarrow q_3 \quad \downarrow q_4$ $\emptyset \quad \emptyset \quad N$ $\downarrow q_5 \quad \downarrow q_6$ $\emptyset \quad A \quad A$ $\downarrow q_9$ $\emptyset \quad B \quad B$ $\downarrow q_{10}$ $\emptyset \quad K \quad K$ $\downarrow q_B$ $\emptyset \quad L \quad L$ $\downarrow q_5$
$W = 4, \quad q = 15$		

Дані табл. 1 свідчать, що більшість надлишкових зв'язків дають обмеження кутових рухомостей колодок, а відтак перешкоджають їх самовстановленню по дисках (табл. 2).

Це, разом з нерівномірним зношуванням деталей може стати причиною збільшення нерівномірності розподілу навантаження між ними, що може призводити до коливання моменту тертя колісних механізмів і ризикання автомобіля при гальмуванні. Надлишкові зв'язки можуть також призводити до позаштатного навантаження елементів механізму, зокрема складання та роботи з непередбаченими натягами, що не підвищує якості роботи гальмових механізмів. Наявність надлишкових зв'язків на практиці нівелюють збільшенням зазорів у кінематичних парах, що призводить до запізнення спрацьовування гальм та виникнення додаткових динамічних навантажень.

Отримані результати свідчать на користь доцільності модифікації структури механізму гальм з метою підвищення якості їх роботи, зокрема забезпечення можливості самоустановки колодок по дисках у змінних умовах експлуатації. Серед можливих напрямків ліквідації надлишкових зв'язків слід вказати підвищення класу кінематичних пар (чи застосування кінематичних з'єднань), зменшення кількості контурів механізму, а також місцевих рухомостей.

Висновки:

- складено структурну схему та виконано структурний аналіз гальмового механізму дискового типу. Показано, що механізм містить $q = 15$ надлишкових зв'язків, які можуть суттєво впливати на його роботу;

- показано, що наявні надлишкові зв'язки можуть стати причиною позаштатного навантаження, зокрема складання та роботи з непередбаченими натягами, а також зменшують рівномірність розподілу навантаження між ланками механізму, а відтак ресурс роботи деталей гальм, і можуть знижувати безпеку процесу гальмування транспортного засобу;

Таблиця 2 – Наслідки наявності надлишкових зв'язків у гальмовому механізмі

Надлишковий зв'язок	Вплив наявності надлишкових зв'язків	Практичний спосіб нівелювання впливу надлишкових зв'язків	Наслідки відсутності самоустановки		
1	2	3	4		
q_1	Неможливість самоустановки колодки 3 по поршню 5 (q_1), колодки 2 по скобі супорта 4 (q_3), та обох колодок по диску 2 (q_5) навколо осі X ($f_x'' = 0$), за наявності непаралельності робочих поверхонь колодок, неперпендикулярності торця поршня до його осі, натискної поверхні скоби супорта до осі гідроциліндра.	Деформування деталей механізму в процесі його роботи.	Нерівномірний розподіл тиску в стиках ланок механізму, їх нерівномірний знос, коливання моменту тертя, що створює механізм у межах оберту колеса.		
q_3					
q_5					
q_2	Неможливість самоустановки колодки 3 по поршню 5 (q_2), колодки 2 по скобі супорта 4 (q_4), та колодок по диску 2 (q_6) навколо осі Y ($f_y'' = 0$), за наявності непаралельності робочих поверхонь колодок, неперпендикулярності торця поршня до його осі, поверхні скоби супорта до осі гідроциліндра.	Деформування деталей механізму в процесі його роботи.			
q_4					
q_6					
q_9	Неможливість самоустановки колодок 2 (q_9, q_{11}) та 3 (q_{13}, q_{15}) по гальмовому диску 1 навколо осі X ($f_x'' = 0$), за наявності торцевого биття диска 1, нерівномірного зносу торців диска чи робочих поверхонь колодок, наявності кутових похибок розташування пазів під гальмові колодки чи шипів колодок у площині YZ	Збільшення лінійних зазорів у кінематичних парах A, B, K, L в напрямку осі Y .	Наявність монтажних напружень у гальмових колодках механізму, їх нерівномірний знос, коливання моменту тертя механізму в межах оберту колеса. Виникнення динамічних навантажень механізму через наявність зазорів.		
q_{11}					
q_{13}					
q_{15}					
q_7	Неможливість складання контурів $A_3D_3B_3A_3$ (q_7), $A_3C_3B_3A_3$ (q_{10}), $K_3E_3L_3K_3$ (q_{14}) без натягу вздовж осі Y ($f_y' = 0$), за наявності похибок розташування пазів під гальмові колодки чи шипів колодок.				
q_{10}					
q_{14}					
q_8	Неможливість складання колодок 2, 3 зі скобою супорта 4 без натягів навколо осі Z ($f_z''=0$), за наявності кутових похибок розташування пазів під гальмові колодки чи шипів колодок.				
q_{12}					

— показано, що вплив надлишкових зв'язків на практиці нівелюють збільшенням зазорів у кінематичних парах, що призводить до запізнення спрацьовування гальм та додаткових динамічних навантажень при їх роботі, а відтак не сприяє підвищенню довговічності;

– комплексне підвищення технічного рівня гальмових механізмів дискового типу можливе матеріалознавчими та конструктивними методами, направленими на підвищення зносостійкості пар тертя та рівномірності розподілу навантаження між ними, але важливе місце в успіху реалізації матеріалознавчих методів матиме усунення надлишкових зв'язків у механізмі.

Напрямки подальших досліджень. Подальші дослідження доцільно спрямувати на удосконалення гальмових механізмів за рахунок модифікації їх структури з метою виключення чи зменшення кількості наявних надлишкових зв'язків, особливо тих, що обмежують кутові рухомості колодок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Терміни та визначення понять. К.: Держспоживстандарт України, 2011. 31 с.
2. Fono-Tamo, R. S., Osunbor, O. O., & Koya, O. A. Weibull approach to brake pad wear analysis in the Nigerian market // *Friction*. 2015. Vol. 3, No. 3. P. 228–233. <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0088-0>.
3. Бевз О. В., Магопєць С. О., Матвієнко О. О. Дослідження характеристик гальмівного механізму автомобіля Hyundai Accent // *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету*. 2019. Вип. 32. С. 68–77. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1\(32\).68-78](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1(32).68-78).
4. Polajnar M., Kalin M., Thorbjornsson I., Thorgrimsson J. T., Valle N., & Botor-Probierz A. Friction and wear performance of functionally graded ductile iron for brake pads // *Wear*. 2017. Vol. 382–383. P. 85–94. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.04.016>.
5. Ilie F., & Cristescu A. C. Experimental study of the correlation between the wear and the braking system efficiency of a vehicle // *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13, No. 14. Art. 8139. <https://doi.org/10.3390/app13148139>.
6. Kindrachuk M., Volchenko D., Fidrovskaya N., et al. Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. Vol. 4, No. 12(124). P. 56–61. <https://doi.org/10.3390/app13148139>.
7. Ge W., & Sun W. Influence of ultrasonic vibration on friction and wear performance of brake disc // *Journal of Vibroengineering / Extrica*. 2023. <https://doi.org/10.21595/jve.2022.22938>.
8. Backström A., et al. An experimental investigation of brake rotor DTV under laboratory conditions // *SAE Technical Paper*. 2008. No. 2008-01-2543. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2543>.
9. Zhang S., Hao Q., Liu Y., Jin L., Ma F., Sha Z., & Yang D. Simulation study on friction and wear law of brake pad in high-power disc brake // *Mathematical Problems in Engineering*. 2019. Article ID 6250694. <https://doi.org/10.1155/2019/6250694>.
10. Boros L., Peter S., Nowak X., Kneissl C., & Fischer P. Effects of disc thickness variation and out of roundness on electromechanical brakes // *Proceedings of Eurobrake 2023* (Barcelona, Spain). 2023. Available at: tugraz.elsevierpure.com.
11. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів // *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 2(80). С. 111–126. <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114>.
12. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К. Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів // *Наука та прогрес транспорту*. 2020. № 2(86). С. 74–91. <https://doi.org/10.15802/stp2020/203103>.
13. Protsenko V., Malashchenko V., Nastasenkov V., Babiy M., Voitovych O. Elevator drum-pad brake mechanisms: redundant constraints and reliability rise opportunity // *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 2024. Vol. 125. P. 229–242. ISSN 0209-3324. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2024.125.15>.

14. Protsenko V., Malashchenko V., Babii M., Nastasenکو V., Protasov R., Brumerčik F., Macko M. Redundant constraints in crane disc brake mechanism: effect and disposal perspectives // *Communications – Scientific Letters of the University of Zilina*. 2025. Vol. 29. <https://doi.org/10.26552/com.C.2025.029>.
15. Reshetov L. Self-aligning mechanisms. Moscow: Mir Publishers, 1986. 312 p.
16. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. К.: Наукова думка, 2002. 660 с.

REFERENCES

1. Derzhspozhyvstandart Ukrainy (2011). *DSTU 3649:2010. Kolisni transportni zasoby. Terminy ta vyznachennia poniat [Wheeled vehicles. Terms and definitions]*. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukrainy.
2. Fono-Tamo, R. S., Osunbor, O. O., & Koya, O. A. (2015). Weibull approach to brake pad wear analysis in the Nigerian market. *Friction*, 3(3), 228–233. <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0088-0>.
3. Bevz, O. V., Magopets, S. O., & Matviienko, O. O. (2019). Study of the characteristics of the braking mechanism of the Hyundai Accent vehicle. *Engineering in Agricultural Production, Industry Machinery, Automation. Collected Papers of the Kirovohrad National Technical University*, (32), 68–77. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1\(32\).68-78](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2019.1(32).68-78).
4. Polajnar, M., Kalin, M., Thorbjornsson, I., Thorgrimsson, J. T., Valle, N., & Botor-Probierz, A. (2017). Friction and wear performance of functionally graded ductile iron for brake pads. *Wear*, 382–383, 85–94. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.04.016>.
5. Ilie, F., & Cristescu, A. C. (2023). Experimental study of the correlation between the wear and the braking system efficiency of a vehicle. *Applied Sciences*, 13(14), Article 8139. <https://doi.org/10.3390/app13148139>.
6. Kindrachuk, M., Volchenko, D., Fidrovskа, N., et al. (2023). Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(12[124]), 56–61. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699>.
7. Ge, W., & Sun, W. (2023). Influence of ultrasonic vibration on friction and wear performance of brake disc. *Journal of Vibroengineering / Extrica*. <https://doi.org/10.21595/jve.2022.22938>.
8. Backström, A., et al. (2008). An experimental investigation of brake rotor DTV under laboratory conditions. *SAE Technical Paper No. 2008-01-2543*. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2543>.
9. Zhang, S., Hao, Q., Liu, Y., Jin, L., Ma, F., Sha, Z., & Yang, D. (2019). Simulation study on friction and wear law of brake pad in high-power disc brake. *Mathematical Problems in Engineering*, Article ID 6250694. <https://doi.org/10.1155/2019/6250694>.
10. Boros, L., Peter, S., Nowak, X., Kneissl, C., & Fischer, P. (2023). Effects of disc thickness variation and out of roundness on electromechanical brakes. In *Proceedings of Eurobrake 2023* (Barcelona, Spain). Available at: <https://tugraz.elsevierpure.com>
11. Ravliuk, V. H. (2019). Doslidzhennia osoblyvostei dualnoho znosu kolodok u halmovii systemi vantazhnykh vahoniv [Study of dual wear features of pads in the braking system of freight wagons]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2(80), 111–126. <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114>.
12. Ravliuk, V. H., Ravliuk, M. H., & Kyrychenko, I. K. (2020). Statystychne opratsiuannia parametriv znosu halmovykh kolodok vantazhnykh vahoniv [Statistical processing of wear parameters of freight wagon brake pads]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2(86), 74–91. <https://doi.org/10.15802/stp2020/203103>.
13. Protsenko, V., Malashchenko, V., Nastasenکو V., Babiy, M., & Voitovych, O. (2024). Elevator drum-pad brake mechanisms: Redundant constraints and reliability rise opportunity. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 125, 229–242. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2024.125.15>.

14. Protsenko, V., Malashchenko, V., Babii, M., Nastasenکو, V., Protasov, R., Brumerčik, F., & Macko, M. (2025). Redundant constraints in crane disc brake mechanism: Effect and disposal perspectives. *Communications – Scientific Letters of the University of Zilina*, 29. <https://doi.org/10.26552/com.C.2025.029>.
15. Reshetov, L. (1986). *Self-aligning mechanisms*. Moscow: Mir Publishers.
16. Kinytskyi, Ya. T. (2002). *Teoriia mekhanizmiv i mashyn [Theory of mechanisms and machines]*. Kyiv: Naukova Dumka.

Protsenko V. O., Rusanov S. A., Shikarev G. G. PREREQUISITES FOR MODIFICATION OF THE STRUCTURE OF AUTOMOBILE DISC TYPE BRAKE MECHANISMS

The article deals with the analysis of the prerequisites for modifying the structure of automotive disc brake mechanisms. It is shown that the improvement of the technical level of brake mechanisms can be achieved through two main approaches – material-based and structural. The first approach focuses on enhancing the physical properties of the materials of the friction surfaces and is implemented through technologies for strengthening existing materials and developing new ones, particularly composite materials. The second approach aims to ensure a uniform distribution of load among the mechanism's elements, including the brake pads and discs/drums. A structural analysis of a passenger car's brake mechanism revealed that it contains seven independent circuits with fifteen redundant constraints. The analysis of the influence of these redundant constraints demonstrates that they can significantly affect the operation of the mechanism. In particular, the limitation of the pads' rotational degrees of freedom prevents their self-alignment with the discs, which, together with uneven wear, may lead to an increase in the nonuniformity of load distribution between them. This, in turn, can cause fluctuations in the friction torque of the wheel mechanisms, resulting in vehicle judder during braking. Redundant constraints may also lead to abnormal loading of the mechanism's elements, including assembly and operation under unintended stresses, which does not improve the quality of brake performance. In practice, the presence of redundant constraints is often compensated for by increasing clearances in the kinematic pairs, which leads to delayed brake actuation and additional dynamic loads. The obtained results indicate the feasibility of modifying the structure of brake mechanisms in order to reduce or eliminate redundant constraints.

Key words: brake mechanism; automobile; structure; mobility; redundant constraint.

© Проценко В. О., Русанов С. А., Шикарев Г. Г.

Статтю прийнято до редакції 24.11.2025