

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.027-048.35

В. Г. РАВЛЮК¹, І. М. АФАНАСЕНКО², М. Г. РАВЛЮК³

¹Каф. «Вагони», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейербаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта ravvg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

²Каф. «Вагони», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейербаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта afanasenkoigor@kart.edu.ua, ORCID 0000-0003-4391-1595

³Каф. «Вагони», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейербаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта ravmg@ukr.net, ORCID0000-0002-6021-660X

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМОВИХ КОЛОДОК ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ЗА ШКІДЛИВОГО ЗНОСУ

Мета. Це дослідження спрямоване на визначення геометричних параметрів гальмових колодок вантажних вагонів за шкідливого зносу. **Методика.** Виконано комплекс експлуатаційних і теоретичних досліджень щодо виникнення шкідливого зносу, який змінює геометричні параметри корисної площі контакту гальмових колодок вантажних вагонів за різних встановлених нормативних зазорів між колодкою і колесом, що суттєво погіршує ефективність гальмування поїздів. За допомогою зібраного статистичного матеріалу виконано комп'ютерне математичне моделювання верхньої шкідливої стертості за різних зазорів і визначено негативні фактори, які впливають на роботу гальмової системи. Використано програмне забезпечення MathCAD і AutoCAD. **Результати.** У ході обстежень механічної частини гальм було звернено увагу на ненормативний знос гальмових колодок вантажних вагонів, який утворюється від того, що загальний центр ваги колодки й башмака, які розташовані на маятниковому підвішуванні, не збігаються з центром отвору в розпірці триангеля на будь-яких колодках. Для дослідження можливих причин виникнення ненормативного зносу гальмових колодок за різних зазорів між колодкою і колесом наведено їх реальні зображення й теоретичні схеми, які дають змогу також визначити зміну їх геометричних параметрів, що впливають на корисну площу контакту. Під час порівняння результатів розрахунків за координатним методом, виконаних у програмному середовищі MathCAD, і графічним – в AutoCAD, з визначення геометричних параметрів утворення верхнього шкідливого зносу колодки залежно від нормативного зазору між колесом і гальмовою колодкою теоретично доведено, що похибка між ними не перевищує 5–7 %. **Наукова новизна.** Уперше сформульовано засади методології визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореного верхнього шкідливого зносу залежно від зазору між колесом і гальмовою колодкою з використання координатного та графічного методів. **Практична значимість.** Результати наукових досліджень, які отримані в роботі, доцільно застосовувати в конструкторських та технологічних відділах і бюро під час проектування, як механічних гальмових систем ходових частин інноваційних вагонів, так і для вдосконалення вагонів, які зараз експлуатуються на залізниці.

Ключові слова: гальмова колодка; вагон; триангель; ненормативний знос; метод; аналіз; геометричні параметри; стертість; колесо; зазор

Вступ

Для забезпечення своєчасних перевезень рухомий склад, нарівні з іншими технічними засобами, повинен працювати безвідмовно та гарантувати безпеку руху, особливо під час га-

льмування. Тому гальма є однією з основних складових частин сучасного рухомого складу, від рівня досконалості конструкції, ефективності, надійності й безвідмовної роботи яких значною мірою залежить безпека руху поїздів,

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

а також пропускна та перевізна спроможність залізниць. Аналіз безпеки руху у вагонному господарстві АТ «Укрзалізниця» за 2005–2018 рр. [1] свідчить про те, що механічні системи гальм візків вантажних вагонів дуже вразливі в нинішніх умовах і в більшості одиниць експлуатаційного вагонного парку перебувають у незадовільному стані. Тому у провідних організаціях, що тісно пов'язані із залізничним транспортом, виконують роботи щодо підвищення довговічності та надійності гальм вантажних поїздів.

Зменшення ефективності гальмувань рухомого складу безпосередньо пов'язано з нерівномірним зносом гальмових колодок, який має місце у значній кількості вантажних вагонів. Дослідженням причин і наслідків цього негативного явища присвячено значну кількість робіт. Серед них праця [17], у якій наведено пристрій, що використовується в гальмових важільних передачах (ГВП) візків для відведення колодок із автоматичним корегуванням їх взаємного положення відносно поверхонь кочення коліс. Проте важливо зазначити, що такий пристрій ускладнює конструкцію ГВП візка та потребує під час експлуатації систематичних трудомістких регулювань, у зв'язку з цим його використання є недоцільним.

Колектив авторів у роботі [7] наводить результати дослідних випробовувань, що дають змогу порівняти міцнісні характеристики деяких гальмових колодок вітчизняного виробництва з їх закордонними аналогами, які широко використовують у ходових частинах вагонів. Експлуатаційні випробовування вітчизняних гальмових колодок зі спеціальними вставками порівняно з колодками закордонних виробників дали змогу встановити, що утворення дефектів експлуатаційного характеру по колу кочення коліс значно зменшиться. Проте потрібно зауважити, що типова конструкція ГВП вантажних вагонів при цьому не змінюється, що може призвести до ненормативного зносу будь-яких типів гальмових колодок.

Особливості створення китайськими науковцями оригінальної інноваційної конструкції ГВП візка (мод. ЗК1) представлено у праці [2]. За цією конструкції кріплення триангеля у візку відбувається безпосередньо до бокових рам, у яких для цього передбачені відлиті напрямні

кронштейни. Проте це рішення має певні недоліки: суттєво знижується надійність боковин візків через прилиті кронштейни, особливо в умовах експлуатаційних динамічних навантажень, а також зусиль, що передаються від гальмової системи вагона. У місцях взаємодії триангельної балки з боковиною візка є ймовірність появи втомних дефектів (тріщин), а це істотно впливає на безпеку руху поїздів.

У проаналізованому закордонному дослідженні [22] висвітлено аналіз деяких типових блокових гальм, які раціонально використовувати на рухомому складі метро Китаю. Деякі з них мають переваги гнучкої роботи, швидкої реакції і компактної структури. Блокові гальма використовують у деяких країнах у візках вантажних вагонів для забезпечення більш ефективного гальмування й рівномірного зносу гальмових колодок. Однак застосування таких гальмових блоків у візках вантажних вагонів збільшить їх масу, витрату повітря на гальмування, час на технічне обслуговування та трудомісткість ремонту вагона в цілому.

Автори статті [14] провели дослідження напружено-деформованого стану гальмової колодки, а також виконали аналіз температурних діапазонів залежно від прикладених навантажень, для аналізу було застосовано програмний комплекс SolidWorks. За результатами поведеного дослідження рекомендовано застосовувати інноваційний матеріал для виготовлення гальмових колодок, що дасть можливість суттєво подовжити строк їх використання.

У роботі [19] коротко проаналізовано різні гальмові засоби, які застосовують для гальмування гальмових систем «колодка–колесо». Звернено увагу на те, що композиційні колодки негативно діють на поверхню кочення колісних пар вантажних вагонів, через те що в зоні контакту «колодка–колесо» з'являються великі температури, а це призводить до утворення різного роду дефектів на поверхні кочення. Виходячи з цього, рекомендовано застосовувати дискові гальма.

Закордонні науковці зосереджені на дослідженні дискових гальм, розрахунках їх елементів на міцність, експлуатаційних спостереженнях за їх роботою, а також сконцентровані на розрахунках температурних режимів деяких

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

елементів гальмових систем рухомого складу [16, 18]. Під час гальмування поїзда фрикційними гальмами в зоні контакту триботехнічних тіл виникає тепла енергія, яка розсіюється примусовою конвекцією, провідністю та випромінюванням від відкритих поверхонь гальма. У працях [20, 21] зазначено, що перегрів триботехнічних пар може викликати несправність гальмової системи й негативно вплинути на безпеку руху. У зв'язку з цим поведено значну теоретичну роботу щодо підвищення температури під час гальмування для різних швидкостей руху і конструкції гальмових дисків.

Проаналізувавши літературні джерела, можемо зазначити, що проблемам ненормативного зносу гальмових колодок, які застосовують у гальмових системах трьохелементних візків, достатньо уваги приділено не було.

Мета

Це дослідження спрямоване на визначення геометричних параметрів гальмових колодок вантажних вагонів у разі шкідливого зносу.

Для досягнення сформульованої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз причин виникнення верхнього шкідливого зносу, який змінює геометричні параметри корисної площі контакту гальмових колодок і виникає під час руху поїзда в режимах тяги та вибігу;

- розробити методологію визначення геометричних параметрів верхнього шкідливого зносу колодки залежно від нормативного зазору між колесом і гальмовою колодкою для поліпшення ефективності гальмування поїздів;

- за розробленою методологією побудувати графічні залежності: довжин шкідливого зносу гальмової колодки від її горизонтального зносу; шкідливої площі та об'єму зносу колодки від величини нерівномірного зносу залежно від зазору між колесом і колодкою для визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодки;

- запропонувати заходи стосовно ліквідації верхньої шкідливої стертості, яка спричиняє ненормативний знос гальмових колодок під час руху вантажних вагонів і суттєво погіршує ефективність гальмування поїздів.

Методика

У результаті обстежень механічної частини гальм візків вантажних вагонів було звернено увагу на те, що деякі гальмові колодки, які мали ненормативний знос, були встановлені на вагон повторно, але вже перевернуті таким чином, що шкідливий знос опинявся внизу, а у верхній частині колодки мали невикористаний раніше ресурс. Необхідно зазначити, що відповідно до вимог чинних нормативно-технологічних документів розвертання гальмових колодок не рекомендується [3]. Проте під час ПТО здійснюють розвертання гальмових колодок, які були знято для виконання деповського чи капітального ремонту вагонів, тракуючи це тим, що тоді їх знос буде вирівнюватися. Це пояснюється тим явищем, що для заміни непридатних колодок відсутня недостатня кількість нових, і робітники вимушені використовувати раніше зняті з вагонів під час ремонтів гальмові колодки з розвертанням їх на 180° (рис. 1 і 2) для подальшої експлуатації вантажних вагонів.

Через такі дії у вантажних поїздах суттєво погіршується ефективність гальмувань, і в процесі експлуатації таких гальмових колодок виникають масові несправності поверхонь кочення колісних пар, від яких зазнає збитків залізнична інфраструктура [6, 8].

Тому слід зазначити, що порушення інструкцій може призвести до тяжких наслідків на залізничному транспорті – транспортних подій, катастроф, аварій тощо, тобто прямо загрожувати безпеці руху на залізниці. Виходячи з цього, необхідно створити умови та пристрої, за яких гальмові колодки у візках вантажних вагонів будуть зношуватися рівномірно, – це дасть змогу, по-перше, використовувати їх від одного деповського ремонту до іншого, по-друге, зекономити для залізниці десятки тисяч гривень на закупівлю колодок, а по-третє, утилізувати гальмові колодки з незначною частиною робочої композиційної маси, яка залишається.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

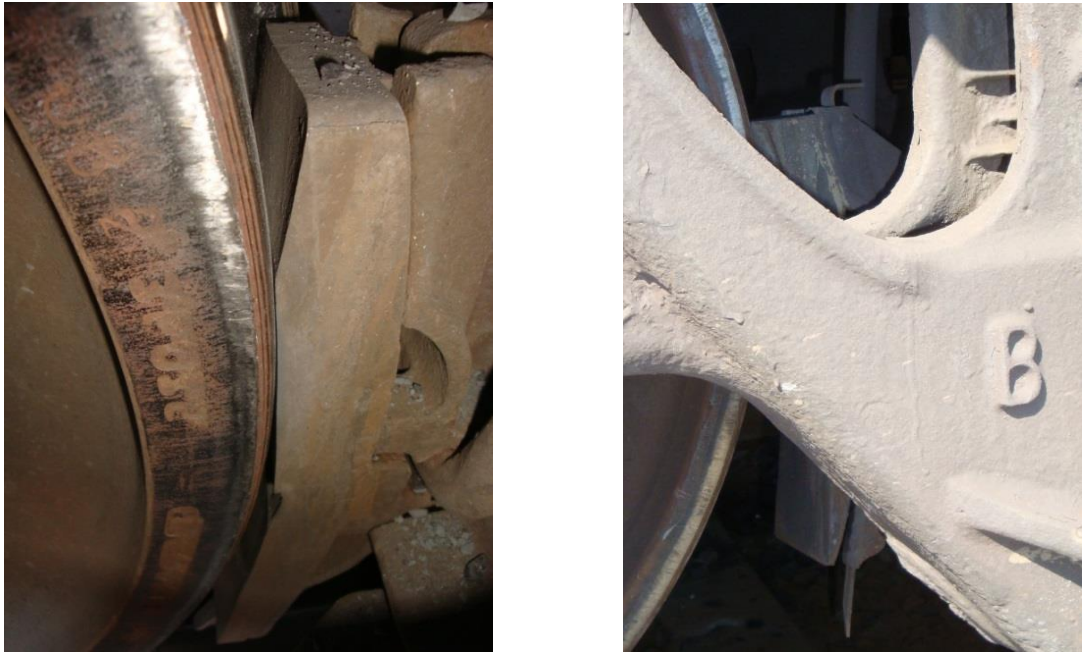


Рис. 1. Зображення клинодуально зношених гальмових колодок в експлуатації

Fig. 1. View of a wedge-dual worn brake pads in use

Із результатів досліджень відомо, що у трьохелементних візках вантажних вагонів колодки в процесі експлуатації зношуються клинодуально і в різних перерізах мають неоднакову товщину [4, 10]. Результат цього фізич-

ного процесу наведений на рис. 2, де показано ненормативно зношені гальмові колодки, що були зняті під час деповського ремонту вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» з візків.



Рис. 2. Клинодуально зношені гальмові колодки, непридатні до подальшої експлуатації, демонтовані з вантажних вагонів із великими залишками робочого тіла

Fig. 2. Wedge-dual worn brake pads, unfit for further use, dismantled from cars with large remains of working medium

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Як відомо, для зменшення швидкості поїзда необхідно здійснити гальмування, у результаті цього відбувається триботехнічний контакт між площиною гальмової колодки й поверхнею кочення колеса та утворюється фрикційний знос. Проте в ході обстежень гальмових колодок, знятих під час деповського й капітального ремонтів вантажних вагонів, було встановлено, що значна їх частина має шкідливий знос переважно у верхній частині, відношення якого не збігається із загальною площею зносу від гальмувань [5]. Одночасно обстеження 16 640 колодок у вантажних вагонах експлуатаційного парку в пунктах технічного обслуговування (ПТО) дозволило встановити, що значна їх частина за попушених гальм у рухомому поїзді на-

хилена. Унаслідок цього колодки своєю верхньою частиною торкаються коліс, які обертаються під час руху поїзда, й утворюється верхня шкідлива стертість. У ході вимірювань довжини шкідливого зносу колодки, який зменшує корисну площу і впливає на процес гальмування, було встановлено, що він може становити до 110 мм загальної довжини колодки (рис. 3). Також необхідно зазначити, що на гальмових колодках формуються два майданчики зносу: верхній – у якому колодка зношується кососиметрично, під час руху вантажних вагонів без гальмування, доволі посилено залежно від швидкості руху поїзда; нижній – яким колодка виконує процес гальмування вагона.



Рис. 3. Вимірювання довжини шкідливого зносу гальмової колодки, що утворився в експлуатації

Fig. 3. Measurement of the length of hazardous wear of brake pad formed during operation

Основними причинами виникнення клинодуального (ненормативного) зносу гальмових колодок вантажних вагонів є:

- нерівномірний розподіл питомого гальмового зусилля за довжиною колодки від зсуву реакції колеса на колодку щодо її осі симетрії в сторону налеглого кінця колодки;

- притиснення верхівки колодки під час руху поїзда шкідливим крутним моментом, який виникає з тієї причини, що вісь, яка проходить через центр отвору розпірки триангеля, не збігається з віссю маятникових підвісок, які утримують гальмові колодки;

- не працюють належним чином пристрої для нормативного зносу гальмових колодок, тобто вони не забезпечують потрібне відведення колодок від коліс, через це верх колодок третється об колеса під час руху поїзда з попушеними гальмами.

Для дослідження можливих явищ виникнення ненормативного зносу гальмових колодок наведена теоретична розрахункова схема (рис. 4), яка дозволяє встановити причини утворення такого зносу. Точка прикладення рівнодіючої реакції колеса від середини робочої частини колодки зміщується в сторону залегло-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

го кінця колодки. Це призводить до нерівномірного розподілення питомих тисків за всією робочою площею колодки, яка бере участь у процесі гальмування вагона [13].

Розглянувши схему дії гальмових сил на колеса трьохелементного візка вагона (рис. 4), можна встановити, що зовнішнє гальмове зусилля N_k – зусилля від триангеля, яке передається на башмак з колодкою під час гальмування, розкладається на дві складові: горизонтальне – $N_{гор}$ і зусилля вздовж осі підвіски, що викликає появу $P_{п}$ – реакції на дію гальмового

зусилля і є причиною виникнення деформацій розтягнення та стиснення підвіски відповідно для правого та лівого колеса. У разі обертання колісних пар проти годинникової стрілки за наведеною схемою зусилля $N_{к.л.}$ для правого та лівого колеса передається під різним кутом через конструктивне виконання важільної передачі та наявність зазорів у зоні контакту підвіски з башмаком. При цьому $\beta_2 > \beta_1$, й $\beta_1 < \alpha < \beta_2$, де α – кут підвішування гальмових колодок, P_T – зусилля за твірною колеса.

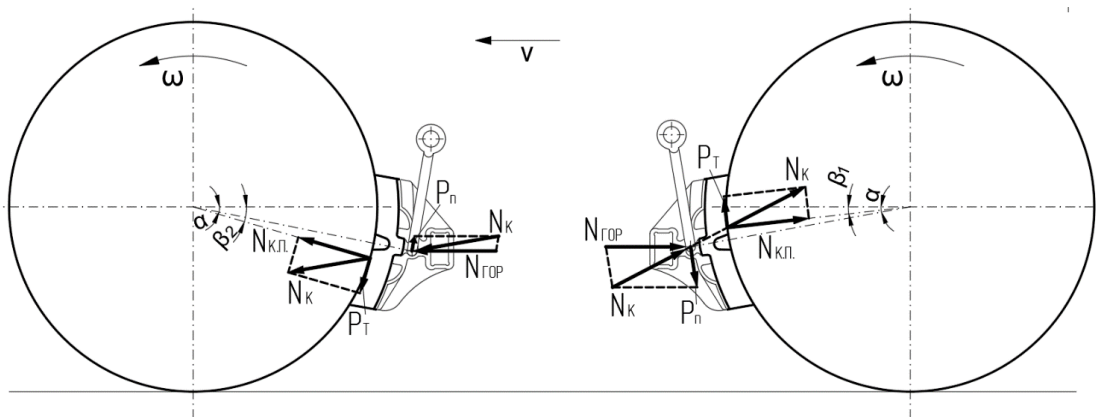


Рис. 4. Схема дії гальмових зусиль на колеса в разі однобічного їх гальмування

Fig. 4. The scheme of action of the braking forces on the wheels in case of their unilateral braking

У ГВП візків вантажних вагонів точка з'єднання вертикальних важелів із розпіркою триангеля зміщена в сторону колеса відносно точок з'єднання башмаків триангеля з маятниковими підвісками. Це призводить до впирання колодки верхньою частиною в обід колеса за попущених гальм. У результаті цього виникає значний за товщиною знос верхнього торця колодки, як наслідок – зменшується довжина її робочої поверхні.

У ході досліджень було встановлено, що чим менше відведення колодки від колеса і кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша довжина, яка починається з верхнього кінця колодки і піддається зносу за попущених гальм. Однак слід зауважити, що за понаднормового зазору, який переважно більший внизу колодки на відміну від її верху, відбувається інтенсивний знос у верхній крайковій частині колодки (рис. 5).

Дослідження епізодів ненормативного зносу гальмових колодок [10–12] вказує на те, що нова колодка переважно починає зношуватися у своїй верхній частині (рис. 6, а), результатом цього є низька надійність пристроїв для рівномірного відведення колодок та утримування їх на відповідній відстані від поверхні кочення коліс. Унаслідок експлуатації вагона й досягнення ним пробігу близько 3 тис. км знос набуває подвійного вигляду як кінцевий знос з утворенням істотної фрикційної шкідливої стертості на верхньому кінці колодки (рис. 6, б). Однак нижня робоча частина гальмової колодки зношується клиноподібно, більше біля верхньої стертості з поступовим сповільненням внизу.

Тому слід зазначити, що верхні частини гальмових колодок переважно зношуються інтенсивніше за нижні (рис. 6, в). На верхній, укороченій стертістю частині колодки $l_{ск}$ концентрується значно більший питомий тиск $q_{в}$, ніж на

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

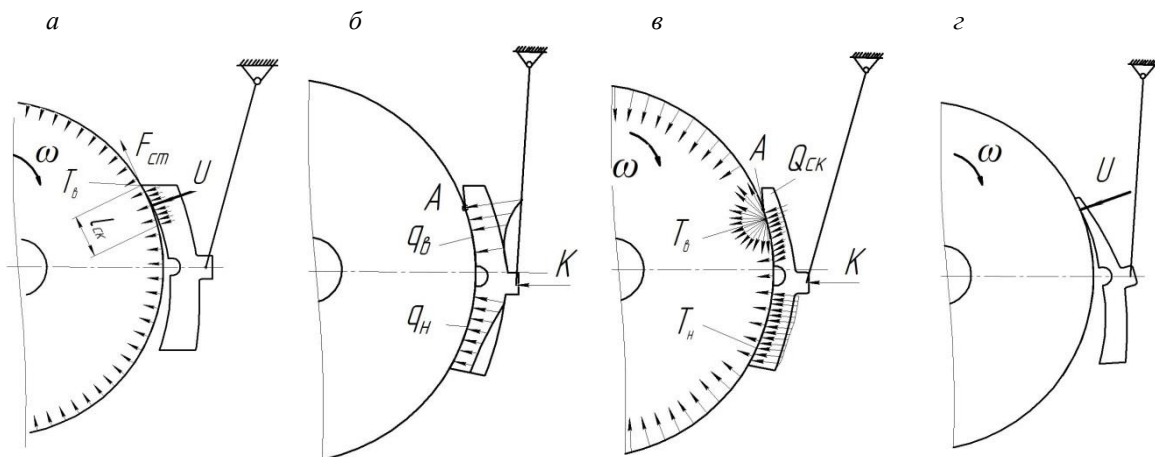
нижній q_n . У результаті такого явища знос зверху колодки проходить швидше, ніж очікувалося залежно від пробігу вантажного вагона, а це потребує заміни колодки з досить значними залишками робочого тіла, особливо у її нижній частині, яке б за нормальної роботи при-

строїв відведення могло бути використано ефективно (рис. 6, з). Під час гальмувань тепловиділення T_v значно збільшується нижче границі розмежування площин (точка А) з поступовим сповільненням до низу гальмової колодки T_n (рис. 6, в).



Рис. 5. Зображення клинодуального зносу гальмової колодки в експлуатації

Fig. 5. Picture of a wedge-dual wear of brake shoe in operation



спирання нової колодки верхньою крайкою в рухоме колесо і здійснення тертя без гальмування;

нерівномірність розподілу гальмових контактних натиснень q_v і q_n від колодки на колесо за наявної верхньої стертості;

гальмування, яке супроводжується підвищеним тепловиділенням T_v і T_n через верхню стертість колодки;

ненормативно зношена колодка, що підлягає заміні зі значними залишками робочого тіла внизу

Рис. 6. Хронологія відтворення етапів клинодуального зносу в гальмових колодках вантажних вагонів

Fig. 6. Timeline of reproduction of the stages of the wedge-dual wear in the brake pads of freight cars

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Як правило, клинодувальний знос колодок виникає через недосконалу конструкцію триангеля й низьку надійність ГВП візка, у якій від власної ваги її деталей утворюється гравітаційна сила [6, 8]. Під дією цієї сили відбувається схиляння колодки з притиснення її незначним зусиллям U до поверхні кочення колеса, яке обертається. Тому зі збільшенням пробігу вантажних вагонів утворюється площина, позначена

на символом $Q_{ск}$, яка поступово буде збільшуватися. На ній розподіляється вказана сила з питомим натисненням $q_{ск}$, а також виникає сила тертя $F_{ст}$. Як приклад на рис. 7 наведено результат комп'ютерного моделювання з утворення клинодувального зносу гальмової колодки за відомої верхньої шкідливої стертості 9 мм і нормативного зазору 7 мм між колесом і колодкою.

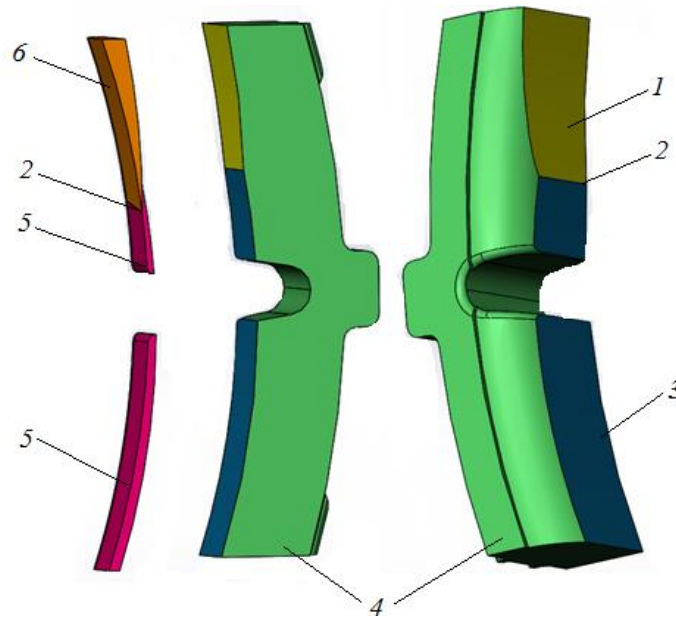


Рис. 7. 3D-моделі нарощування шкідливого та гальмового зносу колодки:

- 1 – шкідливо зношена площа колодки; 2 – лінія розмежування площин;
3 – площа гальмового (робочого) зносу колодки; 4 – тіло колодки;
5 – результат гальмового зносу; 6 – результат шкідливого зносу

Fig. 7. 3D models of increasing hazardous and brake wear of the pad:

- 1 – hazardously worn pad surface; 2 – plane separation line;
3 – plane of brake (working) wear of the pad ; 4 – pad body; 5 – result of brake wear; 6 – result of hazardous pad

Визначення геометричних параметрів довжини шкідливого зносу у верхній частині гальмової колодки в разі відомого зносу зверху. Розрахункова схема повертання гальмової колодки з башмаком зображена на рис. 8.

Поставлене завдання зводиться до визначення довжини дуги $\cup A'B$, яку можна обчислити за такою формулою [3]:

$$\cup A'B = \frac{\pi R_k \cdot \angle A'CB}{180}, \quad (1)$$

де R_k – розрахунковий радіус колеса вагона, м.

Позначимо систему координат у точці O . Вертикальною обираємо вісь Z , горизонталь-

ною X , як прийнято під час конструювання вагонів.

Розрахунки проводимо, використовуючи координатний метод. У першу чергу розрахуємо координати точки A' , що є точкою перетину кола з центром у точці O та радіусом $OA = OA'$ та кола з центром у точці C та радіусом R_k .

Рівняння кола з центром у точці O та радіусом OA буде мати такий вигляд:

$$x^2 + z^2 = OA^2, \quad (2)$$

відповідно кола в точці C :

$$(x - x_c)^2 + (z - z_c)^2 = R_k^2, \quad (3)$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

тут x_C, z_C координати точки C . Положення точки C можна записати у вигляді $x_C = R_O \cos \alpha_k, z_C = R_O \sin \alpha_k$, тоді рівняння (3) буде мати вигляд:

$$(x - R_O \cos \alpha_k)^2 + (z - R_O \sin \alpha_k)^2 = R_k^2, \quad (4)$$

де R_O – відстань між точками O та C ; α_k – кут нахилу колодки відносно центра колеса вагона.

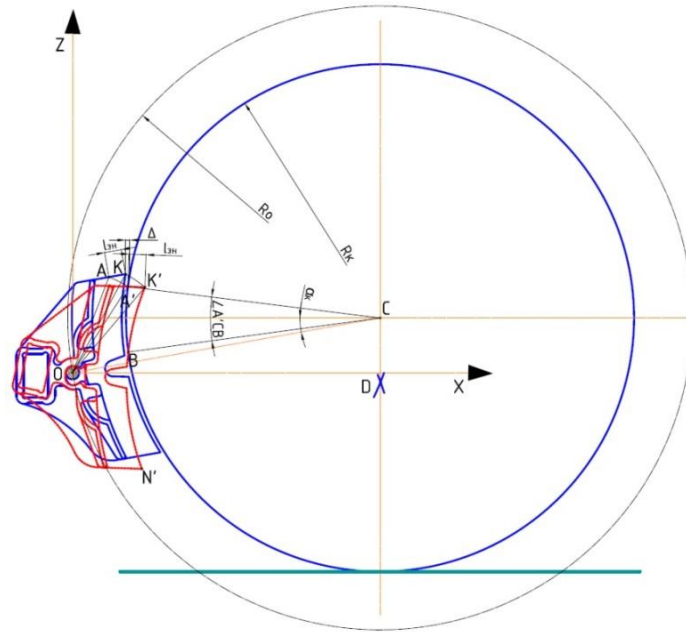


Рис. 8. Розрахункова схема обертання башмака з колодкою

Fig. 8. The design rotation scheme of the shoe with the pad

Положення точки A' визначаємо із системи рівнянь:

$$\begin{cases} x^2 + z^2 = OA^2, \\ (x - R_O \cos \alpha_k)^2 + (z - R_O \sin \alpha_k)^2 = R_k^2, \end{cases} \quad (5)$$

Слід зазначити, що координати точки A' $x_{A'}, z_{A'} > 0$ в обраній системі координат.

Визначимо координати точок A, K, K', N' . Для цього розглянемо більш детально схему повороту колодки з башмаком. Схема повороту відносно маятникової підвіски зображена на рис. 9.

Положення точок A, K пов'язані з початковими параметрами системи маятникова підвіска – башмак – гальмова колодка: початкова тов-

щина колодки, величина зносу $l_{зн}$, розміри башмака, знос маятникової підвіски в зонах контакту з башмаком і боковою рамою візка. Для розв'язання задачі було взято, що башмак і гальмова колодка мають номінальні розміри.

Кут β визначаємо як кут між двома векторами OA та OA' , що є кутом повороту колодки відносно точки O :

$$\beta = \arccos \left(\frac{x_A \cdot x_{A'} + z_A \cdot z_{A'}}{\sqrt{(x_A^2 + z_A^2)} \sqrt{(x_{A'}^2 + z_{A'}^2)}} \right). \quad (6)$$

Координати точок K', N' визначаємо з відомого кута β й початкових точок K, N .

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

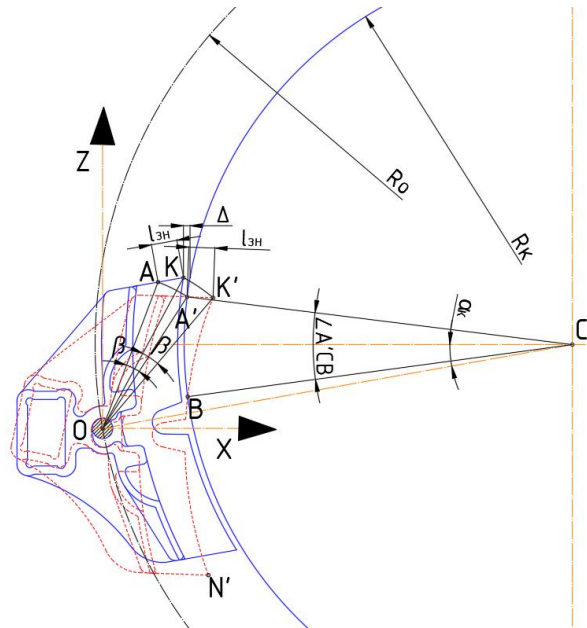


Рис. 9. Теоретична схема повороту башмака з колодкою відносно маятникової підвіски

Fig. 9. Theoretical rotation scheme of the shoe with the pad relative to the pendular suspension

Для знаходження положення точки D проводимо з точок K' , N' кола з радіусом $R_k + \Delta$ (де Δ – величина зазору між колодкою та колесом у вільному стані без повороту башмака з колодкою) і знаходимо їх точку перетину, яка є точкою D :

$$\begin{cases} (x - x_{K'})^2 + (z - z_{K'})^2 = (R_k + \Delta)^2, \\ (x - x_{N'})^2 + (z - z_{N'})^2 = (R_k + \Delta)^2. \end{cases} \quad (7)$$

Координати точки B можна знайти як точку перетину кола з центром у точці C , радіусом кола R_k і в точці D з радіусом $R_k + \Delta$. Для визначення складаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} (x - R_o \cos \alpha_k)^2 + (z - R_o \sin \alpha_k)^2 = R_k^2, \\ (x - x_D)^2 + (z - z_D)^2 = (R_k + \Delta)^2. \end{cases} \quad (8)$$

Визначивши координати точок A' і B , кут $\angle A'CB$ можна знайти як кут між двома прямими CA' і CB за формулою:

$$\cos \angle A'CB = \frac{|(z_C - z_{A'})(z_C - z_B) + (x_{A'} - x_C)(x_B - x_C)|}{\sqrt{(z_C - z_{A'})^2 + (x_{A'} - x_C)^2} \cdot \sqrt{(z_C - z_B)^2 + (x_B - x_C)^2}}, \quad (9)$$

звідки

$$\angle A'CB = \arccos \left(\frac{|(z_C - z_{A'})(z_C - z_B) + (x_{A'} - x_C)(x_B - x_C)|}{\sqrt{(z_C - z_{A'})^2 + (x_{A'} - x_C)^2} \cdot \sqrt{(z_C - z_B)^2 + (x_B - x_C)^2}} \right). \quad (10)$$

Знаючи кут $\angle A'CB$, за формулою (1) визначаємо довжину дуги.

Усі наведені рівняння розв'язано за допомогою програмного комплексу MathCAD [15]. Для порівняння результатів розрахунку використано функціонал графічного програмного

комплексу AutoCAD. Результати розрахунку в середовищі AutoCAD залежностей довжин шкідливого зносу гальмової колодки від відомого її горизонтального зносу зверху та зазору між колесом і колодкою наведені в табл. 1, а приклад графічного визначення на рис. 10.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Таблиця 1

Залежність довжини зносу композиційної колодки від її горизонтального зносу та зазору між колесом і колодкою

Table 1

Dependence of the wear length of the composition pad on its horizontal wear and the gap between the wheel and the pad

Зазор між колесом і колодкою, мм	Величина горизонтального зносу гальмової колодки, h , мм																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	20	30	40	50
	Дефініційована довжина шкідливого зносу гальмової колодки, l , мм																		
3	41,78	66,1	82,13	93,49	101,96	108,49	113,66	117,85	121,29	124,16	126,57	128,63	130,39	131,91	133,23	137,74	141,52	142,64	142,92
4	33,02	54,68	70,02	81,45	90,28	97,3	102,98	107,68	111,61	114,95	117,79	120,24	122,37	124,24	125,87	131,66	137,04	139,11	140,02
5	27,24	46,53	60,92	72,05	80,9	88,21	94,05	99,05	103,29	106,94	110,08	112,82	115,23	117,35	119,24	126,07	132,81	135,73	137,22
6	23,16	40,45	53,86	64,53	73,23	80,49	86,49	91,64	96,07	99,92	103,27	106,22	108,83	111,15	113,22	120,89	128,82	132,5	134,52
7	20,12	35,75	48,22	58,39	66,84	73,99	80,00	85,22	89,75	93,73	97,21	100,31	103,06	105,53	107,75	116,1	125,04	129,41	131,91
8	17,78	32	43,62	53,29	61,43	68,43	74,39	79,6	84,17	88,22	91,79	94,98	97,85	100,43	102,76	111,64	121,46	126,44	129,39
9	15,91	28,95	39,81	48,98	56,81	63,59	69,47	74,65	79,22	83,29	86,91	90,17	93,11	95,76	98,18	107,5	118,06	123,6	126,95
10	14,4	26,42	36,59	45,29	52,82	59,4	65,15	70,25	74,79	78,86	82,5	85,79	88,78	91,49	93,97	103,65	114,83	120,86	124,6
12	12,08	22,46	31,46	39,33	46,26	52,42	57,88	62,79	67,21	71,22	74,84	78,15	81,17	83,94	86,49	96,61	108,83	115,71	120,12
14	10,4	19,51	27,56	34,71	41,4	46,84	52,02	56,71	60,97	64,87	68,43	71,7	74,71	77,48	80,05	90,43	103,38	110,95	115,92

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

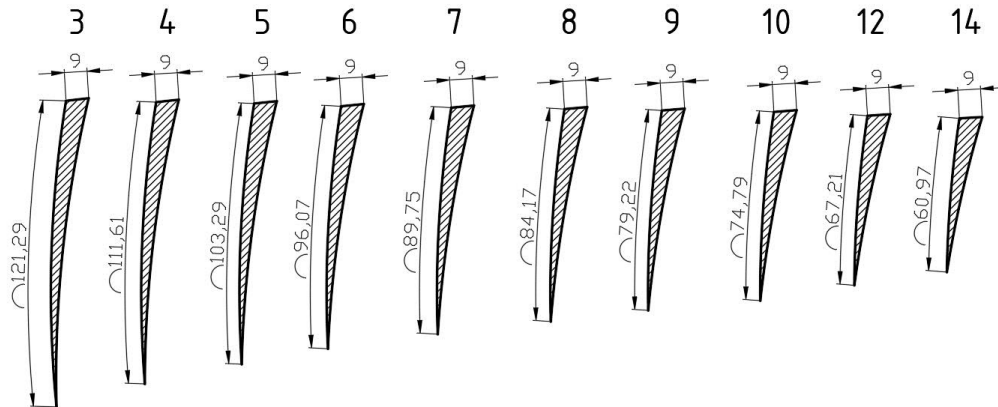


Рис. 10. Величини параметрів верхнього шкідливого зносу композиційної гальмової колодки отримані за результатами комп'ютерного моделювання

Fig. 10. Parameters of the upper hazardous wear of the composite brake pad obtained from the results of computer simulation

За результатами виконаних досліджень наведені графічні залежності: довжини шкідливого $l_{ск}$ зносу (рис. 11); шкідливої площі $Q_{ск}$ зносу колодки (рис. 13); шкідливого об'єму $V_{ск}$ зносу

колодки (рис. 14) – від величини зазору між колесом і колодкою (5–8 мм) за можливого горизонтального (шкідливого) зносу верху колодки.

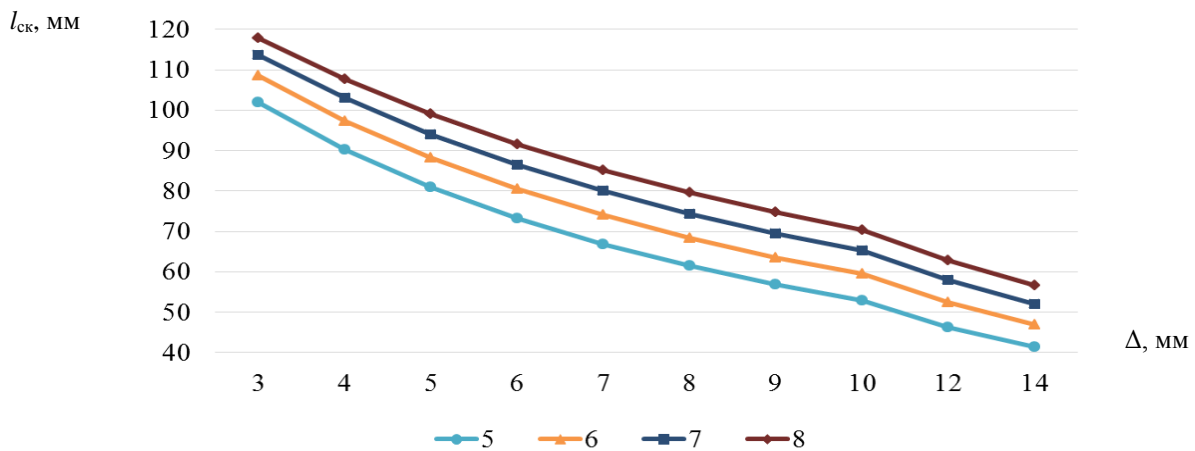


Рис. 11. Залежності довжини шкідливої стерстості за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазору між колесом і колодкою

Fig. 11. Dependencies of the length of the hazardous wear with the known horizontal wear of the pad top and the gap between the wheel and the pad

Визначення площі нерівномірного зносу колодки. Розглянемо розрахункову схему визначення площі зносу гальмової колодки вантажного вагона (рис. 12).

Площу нерівномірного зносу гальмової колодки можна визначити як площу криволіній-

ної трапеції за $Q_{ск} = \int_a^b f(x)dx$, для цього складаємо рівняння прямої, що проходить через точки A', K' :

$$\frac{x - x_{A'}}{x_{K'} - x_{A'}} = \frac{z - z_{A'}}{z_{K'} - z_{A'}}, \text{ або } z = \frac{(x - x_{A'})(z_{K'} - z_{A'})}{x_{K'} - x_{A'}} + z_{A'}$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Коло, що імітує колесо вагона:

$$(z - z_C)^2 + (x - x_C)^2 = R_K^2, \quad z = \sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C.$$

Коло, що проходить через точки B, K' з центром у точці D (рис. 8):

$$(z - z_D)^2 + (x - x_D)^2 = (R_K + \Delta)^2, \quad z = \sqrt{(R_K + \Delta)^2 - (x - x_D)^2} + z_D.$$

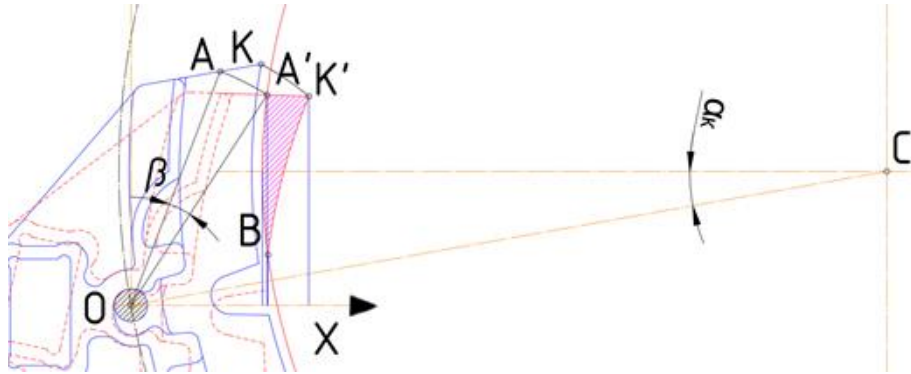


Рис. 12. Розрахункова схема визначення площі нерівномірного зносу гальмової колодки

Fig. 12. Calculation scheme for determining the area of non-uniform wear of the brake pad

Площа нерівномірного зносу:

$$Q_{\text{ск}} = \int_{x_{A'}}^{x_{K'}} \left(\frac{(x - x_{A'}) (z_{K'} - z_{A'})}{x_{K'} - x_{A'}} + z_{A'} \right) dx - \int_{x_B}^{x_{K'}} \left(\sqrt{(R_K + \Delta)^2 - (x - x_D)^2} + z_D \right) dx - \\ - \int_{x_A}^{x_B} \left(\sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C \right) dx + \int_{x_C - R_K}^{x_{A'}} \left(\sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C \right) dx.$$

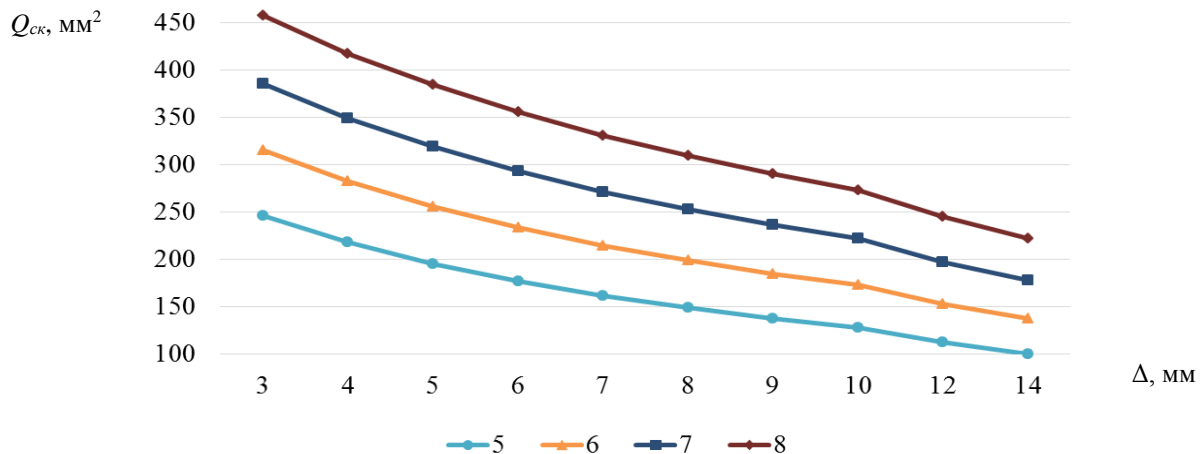


Рис. 13. Залежності площі шкідливої стергості за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазору між колесом і колодкою

Fig. 13. Dependencies of the area of hazardous wear with known horizontal wear of the pad top and the gap between the wheel and the pad

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

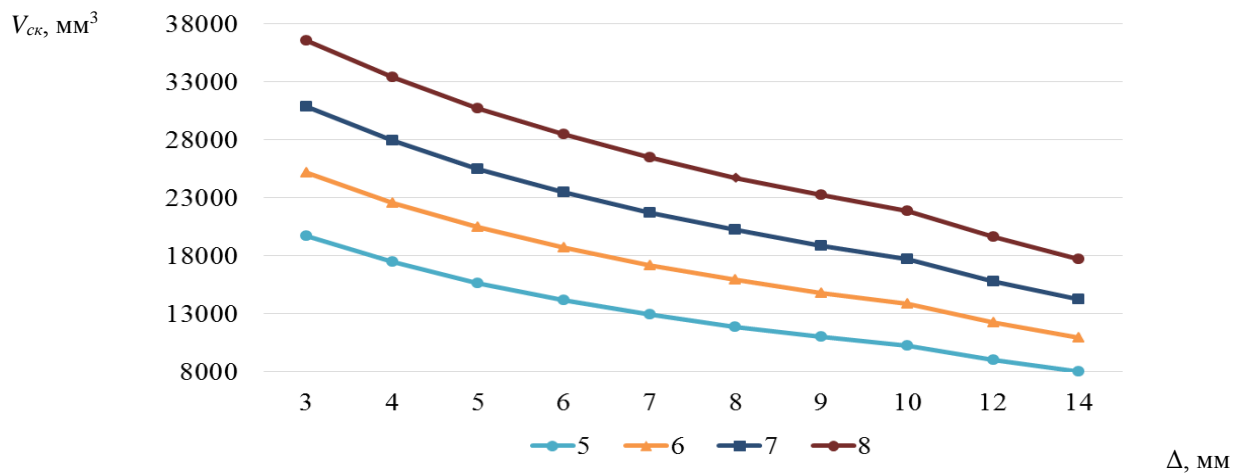


Рис. 14. Залежності об'єму шкідливої стертості за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазору між колесом і колодкою

Fig. 14. Dependency of the amount of hazardous wear with known horizontal wear of the pad top and the gap between the wheel and the pad

Для вирішення завдання щодо ліквідації ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів на увесь їх регламентований термін експлуатації запропоновано інноваційний пристрій [9], у конструкції якого виконано зміни в розпірці триангеля.

Такий результат досягається за рахунок збалансування триангеля в осях його підвішування та відповідною фіксацією такого стану за попущених гальм вагона. При цьому колодки будуть займати однакове положення відносно поверхонь кочення коліс і не будуть торкатися їх своїми верхніми краями. Запропонований пристрій має: дві пари гальмових колодок, які жорстко закріплені в гальмових башмаках на балці триангеля й утримуються поблизу поверхні кочення коліс на маятникових підвісках візка; двоплечі вертикальні важелі, які шарнірно приєднані до розпірки триангеля і в яких шарнір їх з'єднання розташовується на одній прямій по осі А підвішування триангеля на маятникових підвісках (рис. 15).

Запропонований пристрій має напрямний криволінійний стрижень, кінці якого можуть шарнірно переміщуватися в циліндричних ковзунах, які приварені вздовж розпірок суміжних триангелів симетрично відносно отвору шарніра приєднання двоплечих важелів. Слід зазначити, що у напрямному криволінійному стрижні ра-

діуси на колінах згину не дозволяють йому взаємодіяти з надресорною балкою візка вантажного вагона навіть тоді, коли він перебуває у завантаженому стані. Також коліна стрижня утримують його від переміщення й випадання.

Інноваційний пристрій для забезпечення нормативного відведення колодок від коліс у гальмовій системі візків вантажних вагонів дає змогу ліквідувати сили, що діють на триангель за попущених гальм від ваги двоплечих вертикальних важелів. У пристрої на одній лінії розміщується центр отвору для валика і двох опорних шарнірів маятникових підвісок гальмових башмаків. У зв'язку з цим центр з'єднання двоплечих вертикальних важелів із розпіркою триангеля буде знаходитися на одній прямій. Водночас напрямний криволінійний стрижень буде сприяти нормативному відведенню гальмових колодок від поверхонь кочення коліс і чітко утримувати їх за попущених гальм вагона паралельно до коліс. Інноваційний пристрій дасть змогу збільшити ресурс колодок, забезпечить більш надійну роботу з точки зору ненормативного зносу гальмових колодок і дозволить дещо спростити конструкцію типового пристрою М 1180.000 ТУ 32 ЦВ 1351-80, який широко застосовують в усіх вантажних вагонах на АТ «Укрзалізниця» і залізницях країн СНД.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

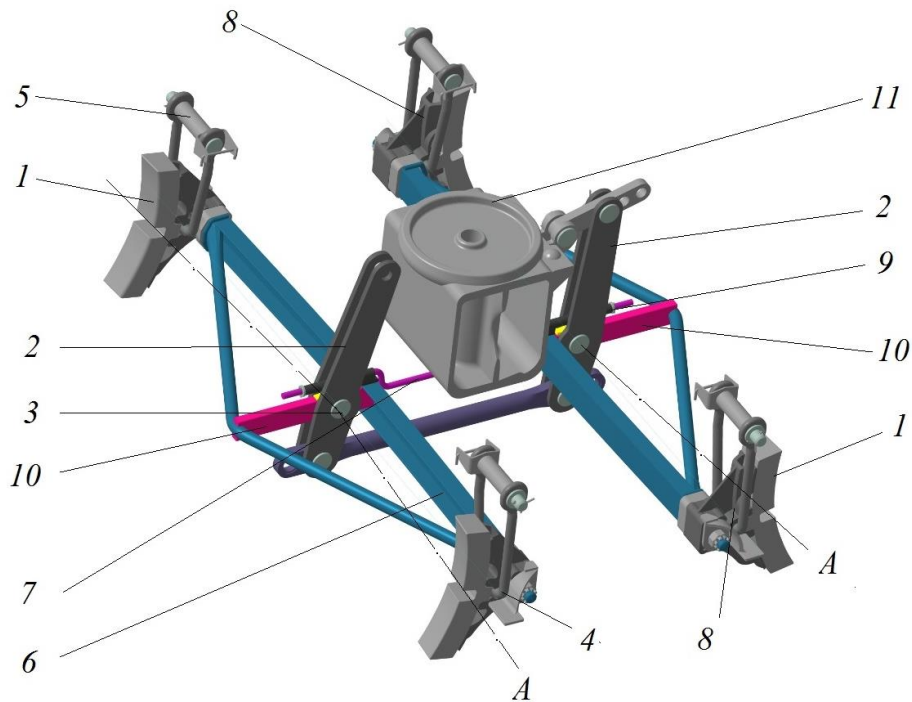


Рис. 15. Пристрій для забезпечення нормативного відведення колодок від коліс у гальмовій системі візків вантажних вагонів:
 1 – гальмова колодка; 2 – вертикальний двоплечий важіль; 3 – з’єднувальний валик (шарнір);
 4; 8 – гальмовий башмак; 5 – маятникова підвіска; 6 – триангель;
 7 – напрямний криволінійний стрижень; 9 – циліндричний ковзун; 10 – розпірка;
 11 – надресорна балка візка

Fig. 15. Device for ensuring the standard removal of pads from the wheels in the brake system of bogies of freight cars:
 1 – brake pad; 2 – vertical double-arm lever; 3 – connecting roller (pivot); 4; 8 – brake shoe;
 5 – pendular suspension; 6 – brake beam; 7 – guide curve rod;
 9 – cylindrical bearing; 10 – king post; 11 – bogie bolster

Результати

У ході обстежень механічної частини гальм було звернено увагу на ненормативний знос гальмових колодок вантажних вагонів, який утворюється від того, що загальний центр ваги колодки й башмака, які розташовані на маятниковому підвішуванні, не збігаються з центром отвору в розпірці триангеля в будь-яких колодках. Для дослідження можливих причин виникнення ненормативного зносу гальмових колодок за різних зазорів між колодкою і колесом наведено їх реальні зображення й теоретичні схеми, які дають змогу також визначити зміну їх геометричних параметрів, що впливають на корисну площу контакту. Під час порівняння результатів розрахунків зо координатним мето-

дом, виконаних у програмному середовищі MathCAD, і графічним (в AutoCAD) з визначення геометричних параметрів утворення верхнього шкідливого зносу колодки залежно від нормативного зазору між колесом і гальмовою колодкою теоретично доведено, що похибка між ними не перевищує 5–7 %.

Наукова новизна та практична значимість

Уперше сформульовано засади методології визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореного верхнього шкідливого зносу залежно від зазору між колесом і гальмовою колодкою з використанням координатного та графічного методів. Результати наукових досліджень, які отримані в робо-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ті, доцільно застосовувати в конструкторських та технологічних відділах і бюро під час проектування, як механічних гальмових систем ходових частин інноваційних вагонів, так і для вдосконалення вагонів, які зараз експлуатуються на залізниці.

Висновки

За результатами виконаних наукових досліджень можна сформулювати такі висновки:

1. На основі зібраного статистичного матеріалу та за результатами огляду й вимірювання параметрів гальмової й робочої стертості колодок у 2 080 вантажних вагонів виконано віртуальне моделювання процесу утворення шкідливої стертості з використанням комп'ютерних програм, у дійсних експлуатаційних умовах під час технічного обслуговування, деповського й капітального ремонтів вантажних вагонів як інвентарного парку АТ «Укрзалізниця», так і приватних підприємств. Визначено шляхи вирішення проблеми – ліквідації ненормативного двоплощинного зносу колодок.

2. Встановлено, що клинодувальний знос гальмових колодок відбувається через неправильну роботу пристрою рівномірного відведення та утримування гальмових колодок відносно рухомої поверхні контртіла, яка потребує загальмування.

3. З'ясовано, що чим менший зазор між колодкою й колесом і, відповідно, кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша довжина гальмової колодки,

яка починаючи з верхівки піддається зносу за попушених гальм. Однак слід зауважити, що за понаднормового зазору, який переважно більший внизу колодки на відміну від її верху, відбувається інтенсивний знос у верхній крайковій частині колодки.

4. Теоретично доведено, що в ненормативно зношених гальмових колодках у верхній частині значно перерозподіляється питомий тиск за всією її гальмовою довжиною в процесі гальмування. Донині жодна теоретична робота не враховувала важливості цього перерозподілу питомого тиску, що віддаляло теоретичні висновки від дійсних умов експлуатації колодок вантажних вагонів.

5. Сформульовано засади методології визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів за утвореної їх верхньої шкідливої стертості залежно від зазору між колесом та гальмовою колодкою. За розробленою методологією отримано графічні залежності геометричних параметрів колодок, які в наступних роботах дозволятимуть оцінити гальмову ефективність вантажного поїзда.

6. Теоретично доведено, що похибка між результатами розрахунків визначення геометричних параметрів верхньої шкідливої стертості колодки залежно від нормативного зазору між колесом та гальмовою колодкою за координатним методом у програмному середовищі MathCAD і графічним – в AutoCAD, не перевищує 5–7 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Аналіз стану безпеки руху поїздів на залізницях України за 2017 рік*. Головне управління вагонного господарства. Київ, 2017. 24 с.
2. Блохин Е. П., Алпысбаев К. Т., Панасенко В. Я. [и др.]. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР. *Вагонный парк*. 2012. № 9 (66). С. 12–14.
3. Власова А. М. *Математика с MathCad*. Екатеринбург : УрФУ, 2017. 139 с.
4. *Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України : ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015* : затв. наказом Укрзалізниці від 28 жовтня 1997 р. №264-Ц. Київ, 2004. 146 с.
5. *Інструкція з ремонту гальмівного обладнання : ЦВ-ЦЛ-ЦТ-0013* : затв. М-вом трансп. та зв'язку України 25.01.2005. Київ, 2005. 160 с.
6. Коптовец А. Н., Ширин Л. Н., Шляхов Э. М., Денищенко А. В., Зиль В. В., Яворская В. В. *Моделирование рабочих процессов трения в колодочном колесном тормозе шахтных локомотивов* : монография. Днепро : Гос. высш. учеб. завед. «Нац. горный ун-т», 2017. 258 с.
7. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Винстрот Б. У., Муковоз С. П. Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины. *Локомотив-информ*. 2015. № 7/8. С. 20–22.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

8. Павлюков А. Э., Черепов О. В., Шалупина И. П. Тормозные колодки грузовых вагонов: анализ повреждаемости и факторов, влияющих на создание тормозной силы. *Вестник Уральского государственного университета путей сообщения*. 2017. №4 (36). С. 4–11.
DOI: <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2017-4-4-11>
9. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів: пат. 121889 Україна: МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00; заявл. 24.04.17; опубл. 26.12.17, Бюл. № 24. 12 с.
10. Равлюк В. Г. Дефініція особливостей дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Зб. наук. пр. Укр. держ. універ. залізнич. трансп.* 2019. Вип. 183. С. 46–59.
11. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. Вип. 2 (80). С. 111–126.
DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114>
12. Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 5 (83). С. 108–121. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/182013>
13. Шпачук В. П., Пушня В. О., Рубаненко О. І., Гарбуз А. О. *Теоретична механіка. Динаміка* : консп. лек. Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. 222 с.
14. Ambikaprasad O. Chaubey, Raut Abhijeet A. Failure Analysis of Brake Shoe in Indian Railway Wagon. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 3. Iss. 12. P. 37–41.
15. Bird J. *Science and Mathematics for Engineering*. 6th Edition. Routledge, 2019. 576 p.
16. Gupta V., Saini K., Garg A. K., Krishan G., Parkash O. Comparative Analysis of Disc Brake Model for Different Materials Investigated Under Tragic Situations. *Asian Review of Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 5. No 1. P. 18–23.
17. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebenuk V., Bondarenko V. Research of the calculation scheme for the brake lever transmission and construction of the load model for the brake pads of freight cars. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. P. 1–8.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012026>
18. Sarip S. Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis. *International Journal of Applied Physics and Mathematics*. 2013. Vol. 3. No 1. P. 52–58.
DOI: <https://doi.org/10.7763/IJAPM.2013.V3.173>
19. Sharma, R. C., Dhingra M., Pathak R. K. Braking systems in railway vehicles. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2015. Vol. 4. Iss. 01. P. 206–211.
20. Vakkalagadda M. R. K., Srivastava D. K., Mishra A., Racherla V. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Original Research Article*. 2015. Vol. 328–329. P. 64–76.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.044>
21. Vineesh K. P., Vakkalagadda M. R. K., Tripathi A. K., Mishra A., Racherla V. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes. *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol. 59. P. 493–508. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.023>
22. Zhang Y., Zhang M. The application status of unit brakes on metro vehicles in China. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. 2018. Vol. 3. Iss. 15. P. 17–23.
DOI: <https://doi.org/10.9790/1684-1503031723>

В. Г. РАВЛЮК¹, И. М. АФАНАСЕНКО², М. Г. РАВЛЮК³

¹Каф. «Вагоны», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, пл. Фейербаха, 7, Харьков, Украина, 61500, тел. +38 (057) 730 10 35, эл. почта ravg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

²Каф. «Вагоны», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, пл. Фейербаха, 7, Харьков, Украина, 61500, тел. +38 (057) 730 10 35, эл. почта afanasenkoigor@kart.edu.ua, ORCID 0000-0003-4391-1595

³Каф. «Вагоны», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, пл. Фейербаха, 7, Харьков, Украина, 61500, тел. +38 (057) 730 10 35, эл. почта ravgm@ukr.net, ORCID 0000-0002-6021-660X

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПРИ ВРЕДНОМ ИЗНОСЕ

Цель. Это исследование направлено на определение геометрических параметров тормозных колодок грузовых вагонов при вредном износе. **Методика.** Выполнен комплекс эксплуатационных и теоретических исследований по возникновению вредного износа, из-за которого меняются геометрические параметры полезной площади контакта тормозных колодок грузовых вагонов при различных установленных нормативных зазорах между колодкой и колесом, что существенно ухудшает эффективность торможения поездов. С помощью собранного статистического материала выполнено компьютерное математическое моделирование верхней вредной стёртости при различных зазорах, а также определены негативные факторы, влияющие на работу тормозной системы. Использовано программное обеспечение MathCAD и AutoCAD. **Результаты.** В ходе обследований механической части тормозов было обращено внимание на ненормативный износ тормозных колодок грузовых вагонов, который образуется от того, что общий центр тяжести колодки и башмака, которые расположены на маятниковой подвеске, не совпадают с центром отверстия в распорке триангеля при любых колодках. Для исследования возможных причин возникновения ненормативного износа тормозных колодок при различных зазорах между колодкой и колесом приведены их реальные изображения и теоретические схемы, которые позволяют также определить изменение их геометрических параметров, влияющих на полезную площадь контакта. При сравнении результатов расчетов по координатному методу, выполненных в программной среде MathCAD, и по графическому (в AutoCAD), по определению геометрических параметров образования верхнего вредного износа колодки в зависимости от нормативного зазора между колесом и тормозной колодкой теоретически доказано, что погрешность между ними не превышает 5–7 %. **Научная новизна.** Впервые сформулированы основы методологии определения геометрических параметров полезной площади контакта колодок при образовании верхнего вредного износа в зависимости от зазора между колесом и тормозной колодкой с использованием координатного и графического методов. **Практическая значимость.** Результаты научных исследований, полученных в работе, целесообразно применять в конструкторских и технологических отделах и бюро при проектировании как механических тормозных систем ходовых частей инновационных вагонов, так и для совершенствования вагонов, которые сейчас эксплуатируются на железной дороге.

Ключевые слова: тормозная колодка; вагон; триангель; ненормативный износ; метод; анализ; геометрические параметры; стертость; колесо; зазор

V. G. RAVLYUK¹, I. M. AFANASENKO², M. G. RAVLIUK³

¹Dep. «Cars», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail ravvg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

²Dep. «Cars», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail afanasenkoigor@kart.edu.ua, ORCID 0000-0003-4391-1595

³Dep. «Cars», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail ravmg@ukr.net, ORCID 0000-0002-6021-660X

INVESTIGATION OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE BRAKE PADS OF FREIGHT CARS UNDER HAZARDOUS WEAR

Purpose. This study aims to determine the geometric parameters of the brake pads of freight cars under hazardous wear. **Methodology.** A set of operational and theoretical studies concerning the occurrence of hazardous wear, which changes the geometric parameters of the useful contact area of the brake pads of freight cars at different established gaps between the pad and the wheel, which significantly impairs the effectiveness of train braking. Using the collected statistical material, computer mathematical modeling of the upper hazardous wear at different gaps was performed and the negative factors affecting the brake system were identified. MathCAD and AutoCAD software was used. **Findings.** As a result of inspections of the mechanical part of the brakes, attention was paid to the abnormal wear of the brake pads of the freight cars, which is formed by the fact that the common gravity center of the pad and the shoe, placed on the pendular suspension, do not coincide with the center of the hole in brake beam king post

Creative Commons Attribution 4.0 International

doi: <https://doi.org/10.15802/stp2020/199515>

© В. Г. Равлюк, І. М. Афанасенко, М. Г. Равлюк, 2020

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

with any pads. In order to investigate possible causes of abnormal wear of the brake pads, their real images and theoretical schemes are given, which allow to establish the causes of the formation of abnormal wear of the pads at different gaps between the pad and the wheel and to determine their change of geometrical parameters that affect the useful contact area. When comparing the results of calculations according to the coordinate method performed in the MathCAD software environment and the graphic method (in AutoCAD), for determining the geometric parameters of the formation of the upper hazardous pad wear, depending on the regulatory pad wear between the wheel and the brake pad, it is theoretically proved that the error between them does not exceed 5–7%. **Originality.** For the first time, the principles of the methodology for determining the geometric parameters of the useful contact area of the pads with the formation of upper hazardous wear, depending on the gap between the wheel and the brake shoe, were formulated using coordinate and graphical methods. **Practical value.** It is advisable to apply the results of the research obtained in the work in the design and technological departments and bureaus when designing both mechanical brake systems for the undercarriage of innovative cars and for improvement of the cars currently operated at the railways.

Keywords: brake shoe; car; brake beam; abnormal wear; method; analysis; geometric parameters; wear; wheel; gap

REFERENCES

1. *Analiz stanu bezpeky rukhu poizdiv na zaliznycjakh Ukrainy za 2017 rik.* (2017). Gholovne upravlinnja vaghonnogho ghospodarstva. Kyiv. (in Ukrainian)
2. Blokhin, Y. P., Alpysbaev, K. T., & Panasenko, V. Y. (2012). Telezhki ZK1 poluvagonov, postroennykh v KNR. *Vagonnyy park*, 9(66), 12-14. (in Russian)
3. Vlasova, A. M. (2017). *Matematika s MathCad*. Ekaterinburg: UrFU. (in Russian)
4. *Instruktsiia z ekspluatatsii halm rukhomoho skladu na zaliznytsiakh Ukrainy: TsT-TsV-TsL-0015, No. 264-Ts.* (2004). Kyiv. (in Ukrainian)
5. *Instrukcija z remontu ghaljmnogho obladnannja. CV-CL-CT-0013 No. 160.* (2005). Kyiv. (In Ukrainian)
6. Koptovec, A. N., Shirin, L. N., Shlyahov, E. M., Denishchenko, A. V., Zil, V. V., & Yavorskaya, V. V. (2017). *Modelirovanie rabochih processov treniya v kolodochnom kolesnom tormoze shahnyh lokomotivov: Monografiya.* Dnipro: Gosudarstvennoe vysshee uchebnoe zavedenie «Natsionalnyy gornyy universitet» (in Russian)
7. Muradyan, L. A., Shaposhnik, V. Yu., & Vinstrot, B. U. (2015). Ispytaniya perspektivnykh tormoznykh kolodok na zheleznykh dorogah Ukrainyi. *Lokomotiv-inform.* №7-8. 20-22. (in Russian)
8. Pavlyukov, A. E., Cherepov, O. V., Shalupina, I. P. (2017). Brake shoe of freight wagon: analysis of damage and factors affecting the brake power. *Herald of the Ural State University of Railway Transport*, (4), 4-11. DOI: <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2017-4-4-11> (in Russian)
9. Ravlyuk, V. G., & Nechvoloda, S. I. (2017). *UA Patent № 121889 Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti* (Ukrpatent)
10. Ravlyuk, V. G. (2019). Definition of the dual wear features of the brake shoes of freight cars. *Zbirnyk naukovykh prats USURT*, 183, 46-59. (in Ukrainian)
11. Ravlyuk, V. G. (2019). Investigation of features of dual wear of pads in brake system of freight cars. *Science and Transport Progress*, 2(80), 11-126. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114> (in Ukrainian)
12. Ravlyuk, V. G. (2019). The modernization of the elements of the brake lever transmission of freight cars bogies. *Science and Transport Progress*, 5(83), 108-121. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/182013> (in Ukrainian)
13. Shpachuk, V. P., Pushnja, V. O., Rubanenko, O. I., & Gharbuz, A. O. (2016). *Konspekt lekcij z dyscypliny «Teoretychna mekhanika. Dynamika».* Kharkiv: O. M. Beketov National University of Urban Economy. (in Ukrainian)
14. Ambikapasad, O. Chaubey, & Abhijeet, A. Raut. (2015). Failure Analysis of Brake Shoe in Indian Railway Wagon. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*. 3(12) 37-41. (in English)
15. Bird, J. (2019). *Science and Mathematics for Engineering*. 6th Edition. Routledge. (in English)
16. Gupta, V., Saini, K., Garg, A. K., Krishan, G. & Parkash, O. (2016). Comparative Analysis of Disc Brake Model for Different Materials Investigated Under Tragic Situations. *Asian Review of Mechanical Engineering* 5(1), 18-23. (in English)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

17. Ravlyuk, V., Ravliuk, M., Hrebenuk, V., & Bondarenko, V. (2019). Research of the calculation scheme for the brake lever transmission and construction of the load model for the brake pads of freight cars. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 708, 1-8.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012026> (in English)
18. Sarip, S. (2013). Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis. *International Journal of Applied Physics and Mathematics*. 3(1), 52-58.
DOI: <https://doi.org/10.7763/IJAPM.2013.V3.173> (in English)
19. Sharma, R. C., Dhingra, M., & Pathak, R. K. (2015). Braking systems in railway vehicles. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 4(01), 206-211. (in English)
20. Vakkalagadda, M. R. K., Srivastava, D. K., Mishra, A., & Racherla, V. (2015). Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Original Research Article*, 328-329, 64-76.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.044> (in English)
21. Vineesh, K. P., Vakkalagadda, M. R. K., Tripathi, A. K., Mishra, A., Racherla, V. (2016). Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes. *Engineering Failure Analysis*, 59, 493-508. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.023> (in English)
22. Zhang, Y., & Zhang, M. (2018). The application status of unit brakes on metro vehicles in China. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 3(15), 17-23.
DOI: <https://doi.org/10.9790/1684-1503031723> (in English)

Надійшла до редколегії: 23.09.2019

Прийнята до друку: 24.01.2020