

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.077

В. Г. РАВЛЮК<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДУАЛЬНОГО ЗНОСУ КОЛОДОК У ГАЛЬМОВІЙ СИСТЕМІ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

**Мета.** Це дослідження спрямоване на виявлення особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. **Методика.** Проведено комплекс теоретичних та експлуатаційних досліджень причин і наслідків дуального зносу колодок як найбільш розповсюдженого у вантажних вагонах. За допомогою теорії планування експерименту й на підставі зібраного статистичного матеріалу виконано адаптоване математичне моделювання процесу дуального зносу та визначено негативні фактори. Для дослідження використано програмне забезпечення Mathcad і комп'ютерну програму «STATISTIKA». **Результати.** Порівняльний аналіз різноманітних пристроїв для рівномірного зносу гальмових колодок показав недостатню їх ефективність. Установлено, що типові пристрої рівномірного зносу гальмових колодок (до 95 %) за дією значних динамічних навантажень перебувають у пошкоджені стані. Тому колодки нахилі, притиснуті верхніми крайками до поверхонь кочення коліс і під час руху в поїздах без гальмування здійснюють шкідливе тертя з утворенням подвійного фрикційного зносу робочого тіла. Теоретично доведено, що в шарнірному з'єднанні вертикального важеля з розпіркою триангеля утворюється шкідливо діючий крутий момент від гравітаційних сил, який стає основною причиною дуального зносу гальмових колодок. Кінестатичний аналіз з урахуванням динамічних сил у невіднесеної частині візка дозволив встановити причину дуального зносу та визначити можливість ліквідації вказаного моменту сил у наявній гальмовій системі. За виконаною НДКР і розпорядженням від Укрзалізниці проведено експлуатаційні випробування на 10 напіввагонах виробництва Крюківського ВБЗ, які підтвердили результати виконаних теоретичних досліджень. **Наукова новизна.** Уперше виявлено явище, якому дано визначення – дуальний знос гальмових колодок. Започатковано його дослідження. Розроблено математичну регресійну модель для встановлення основної причини дуального зносу колодок у типовій механічній гальмовій системі трьохелементних візків. Адаптовано математичний підхід до планування експериментів із побудовою відповідних схем-моделей, за якими виявлено шкідливо діючий момент сил, що нахилає триангель на маятникових підвісках до впирання верхніми крайками гальмових колодок у поверхні кочення колісної пари. **Практична значимість.** Результати проведених досліджень можна використовувати під час проектування, модернізації й експлуатації гальмових систем як експлуатаційного парку, так і трьохелементних візків нового покоління.

**Ключові слова:** дуальний знос; гальмова колодка; гальмова важільна передача; триангель; модель; статистичний аналіз; кінестатичний аналіз; момент сили; динамічні сили; експлуатаційні випробування

### Вступ

Якнайважливіше значення для залізничної інфраструктури має зменшення собівартості перевезень. Технічний стан і надійність рухомого складу в цьому відіграє основну роль. Його гальмове обладнання істотно впливає як на безпеку руху, так і на енергоощадження. Але нині спостерігається критична ситуація з ненормативним збитковим зносом гальмових колодок у вантажних вагонах.

У вантажних поїздах під час руху без гальмування масово відбувається шкідливе тертя

нахилених та притиснутих до поверхні кочення коліс верхніх крайок гальмових колодок. Таке тертя завдає значних збитків для вантажних перевезень.

Збільшується опір рухові, на переборювання якого зайво витрачаються енергоносії на тягу поїздів. Колодки зношуються дуально, тобто на їх робочих поверхнях утворюються дві площини зносу: верхня шкідлива – від пасивного тертя по колесах у разі попущених гальм, і нижня робоча – під час здійснення активного гальмування. При цьому активна поверхня колодок зменшується на величину верхньої стертості. Тому й ефективність гальмувань пропорційно

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

погіршується, що створює загрозу безпеці руху [2]. Під час гальмувань контактні сили натиснення на дуально зношені колодки розподіляються ексцентрично вздовж зменшеної робочої площі тертя, через що на верхніх її частинах зосереджуються значно більші сили тертя та концентрується інтенсивне фрикційне тепловиділення. Це стає причиною утворення у великій кількості на поверхні кочення коліс високотемпературних пошкоджень (мікротріщин, вищербин та ін.). Нині майже всі колісні пари вантажних вагонів працюють із такими дефектами, через це динаміка перекочування коліс по рейках має додатково збільшений опір рухові та підвищені енерговитрати на тягу вантажних поїздів.

Напрацювання на ресурс гальмових колодок за дуального зносу не досягає 50 %. Тому їх масово замінюють на нові з великими залишками робочого тіла через загрозу безпеці руху.

Спостерігаються випадки, коли у вагонах, щойно випущених із вагоноремонтних чи вагонобудівних підприємств, гальмові колодки нахилені й труть верхніми крайками по колесах. Тобто пристрої рівномірного відведення колодок уже не працюють.

Наведені в статті результати досліджень стосуються виявлення основних причин дуального зносу гальмових колодок із врахуванням просторової розгалуженості частин і деталей, із яких складається важільно-шарнірна гальмова система візка, із використанням кінетостатичного аналізу механізму. Враховано переміщення й вплив силових факторів, що виникають і діють у шарнірних з'єднаннях, як під час гальмувань, так і в разі попуску гальм.

Вирішення проблеми дуального зносу гальмових колодок наявної, як на сьогодні, досить ефективної гальмової важільної передачі (ГВП) візка потребує новітніх конструкторських рішень.

Проблема нерівномірного зносу гальмових колодок виникла на початку застосування литих конструкцій трьохелементних візків МТ-50 і ЦНП-ХЗ, вона була пов'язана зі зменшенням ресурсу гальмових колодок через клиноподібний знос. Вивченню причин і наслідків такого явища присвячено велику кількість праць [4, 12]. Потрібно відзначити роботу [5], у якій

доведено, що кількість зайвих зв'язків, які перешкоджають самоустановленню гальмових колодок у візку відносно поверхні кочення коліс після попуску гальм, досягає великих значень – 12. Для їх зменшення було рекомендовано конструкторські зміни затягувань вертикальних важелів. Однак за півстоліття така пропозиція не доведена до робочої досконалості й не набула практичного втілення. Хоча таке рішення могло б сприяти не тільки самоустановленню колодок відносно поверхні кочення колісних пар, а й підвищенню ефективності гальмувань під час проходження кривих ділянок рейкової колії.

Вивчення науково-технічних і рекламних джерел інформації про працездатність ГВП сучасних вантажних вагонів доводить, що ні одна з новітніх конструкцій візків із ГВП [8, 12, 14] не вирішує проблеми через те, що їх розробники пропонували створювати різноманітні допоміжні пристрої протидії силам, які нахилляють колодки до впирання в колеса у візках тільки на підставі кінетостатичного аналізу механізму ГВП [7].

У статті [13] визначено, що конфігурація ГВП, яку нині використовують у двовісних візках вантажних вагонів, у разі установаження гальмових колодок максимальної товщини не забезпечує їх знос до мінімально допустимої величини в експлуатації без додаткового ручного регулювання. Однак автори статті не висвітлюють питання клиноподібного й дуального зносу гальмових колодок. У праці [3] розроблена методика оцінки натиснень гальмових колодок, що містить структурний аналіз механізму ГВП, визначення положень ланок на основі координатного методу й силового аналізу, який базується на розгляді ГВП як плоского механізму, що перебуває в статиці. Дослідження виконано за номінальних розмірів гальмових колодок і різних діаметрів коліс, однак розгляд питань, пов'язаних із дуальним фрикційним зносом і його впливом на гальмову силу натиснення, залишився поза увагою. У роботі [11] наведено обґрунтування координації розмірних ланцюгів ГВП вантажного вагона з метою визначення характеру й величини зносу гальмових колодок. Запропоновано методику розрахунку розмірних ланцюгів ГВП, яка дозволяє

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

визначити граничні відхилення складових ланок для гальмових колодок, які зношуються рівномірно.

Колектив авторів у праці [1] наводить результати порівняльних випробувань різних типів гальмових колодок українського й закордонного виробництва у візках вантажних вагонів. Випробування колодок зі вставками вітчизняного виробника й колодок виробництв США підтвердили їх здатність зменшувати кількість дефектів на поверхні кочення коліс. Однак необхідно зазначити, що наявна конструкція й робота ГВП візка вантажного вагона буде сприяти утворенню дуального зносу будь-яких типів гальмових колодок.

Зважаючи на гостру актуальність цієї проблеми, фахівці й науковці різних країн провели значну кількість досліджень, на підставі яких розроблено різноманітні пристрої й механізми ГВП для усунення чи сповільнення інтенсивного зносу колодок, наприклад, клиноподібного. У праці [9] запропоновано пристрій для відведення колодок у візках вантажних вагонів з автоматичним корегуванням їх взаємного положення відносно поверхонь кочення коліс. Але такий пристрій ускладнює ГВП й потребує в умовах експлуатації періодичних трудомістких регулювань, через це його застосування стало недоцільним.

У праці [15] проаналізовано динамічні зусилля, що діють на несучу конструкцію кузовів вантажних вагонів і пов'язані з гарантуванням безпеки руху під час експлуатації в міжнародному сполученні, але при цьому динаміку гальмової системи трьохелементних візків не розглянуто.

З інформації про конструкцію візка китайського виробництва (мод. ZK1) [12] можна зазначити, що істотна зміна кріплення триангеля спиранням на спеціально відлиті в бокових рамах візка напрямні кронштейни має суттєві недоліки. Вони пов'язані з істотним втручанням у конструкцію найбільш важливих несучих частин візка – литих бокових рам. До того ж надійність указаних прилитих кронштейнів за умов динаміки навантажень у невіднесених частинах візка, що діють від гальмової системи, буде зниженою порівняно із загальною надійністю бокових рам. У місцях контакту

шипа триангеля з боковою рамою можуть виникати втомні тріщини, що також створює загрозу безпеці руху. Крім того, у процесі експлуатації можна прогнозувати підвищений знос гумових втулок і зменшення їх ресурсу. Таке кріплення ГВП у візку загрожує відривом і падінням триангелів на колію.

У проаналізованих закордонних роботах надана перевага експериментальним підходам, які базуються на дослідженнях зносних і температурних показників працездатності елементів гальмових системи рухомого складу [16, 18], а деякі зосереджені на використанні спеціальних чавунних гальмових колодок [17]. Водночас не виявлено джерел із дослідженням ненормативного зносу гальмових колодок, якому притаманне двоплощинне їх стирання, що нині масово відбувається в гальмових системах вантажних вагонів і завдає істотних збитків галузі залізничного транспорту.

### Мета

Це дослідження спрямоване на актуалізацію проблеми маловивченого ненормативного й збиткового для залізничної галузі явища – дуального зносу гальмових колодок у візках вантажних вагонів.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

– виявити й дослідити недоліки в конструкції гальмової системи трьохелементних візків вантажних вагонів, що стають причиною дуального зносу колодок;

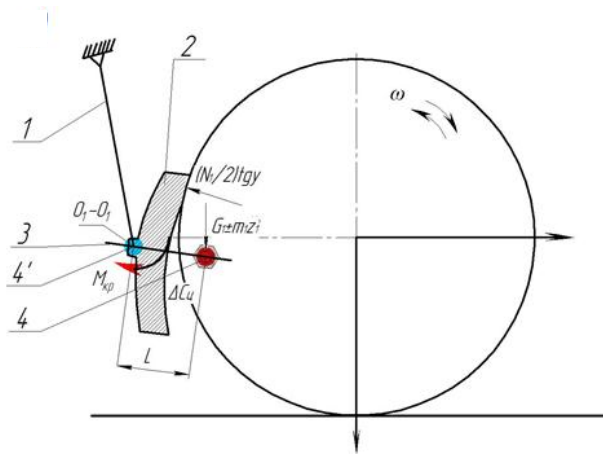
– виконати моделювання процесів утворення на гальмових колодках верхньої стертості, формування й зростання дуального зносу у взаємодії з колесами вагона для визначення негативних факторів зменшення ресурсу гальмових колодок і коліс, погіршення ефективності гальмувань і збільшення опору рухові в поїздах;

– виробити методику досліджень і напрямки конструкторсько-технологічних рішень для досягнення можливості ефективної модернізації як наявної гальмової системи у візках експлуатаційного парку вантажних вагонів, так і інноваційних візків.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

## Методика

Відомо, що найбільш складною задачею кінестатичного структурного аналізу механізму є визначення коректних моделей чи схем силового аналізу ГВП. Це обумовлено перш за все тим, що поки не існує надійних методів експериментальної перевірки теоретичного вирішення такої задачі. У зв'язку з цим під час аналізу враховують велику кількість факторів, які впливають на процеси, що досліджують за кінематикою або динамікою. Безсумнівно, що чим більше їх включено в постановній частині задачі, тим точніші результати слід очікувати під час її розв'язання. Однак таке твердження *a – a*



справедливе лише за умови достовірності первинного матеріалу, на базі якого будують дослідження.

Якщо враховувати, що схема-модель рис. 1, *a* – плоска проекція 1/2 конструкції ГВП з розпіркою триангеля 3, тоді зрозуміло, що небажані силові фактори, пов'язані з додатковим динамічним навантаженням від сумарної маси деталей, приєднаних до розпірки триангеля з числом ступенів вільності механізму  $W=2$  й однією зайвою рухомістю механізму ГВП, утворюють руйнівні дії на типовий пристрій рівномірного зносу колодок.

*b – b*

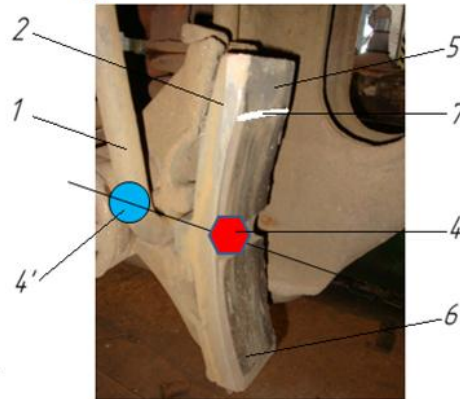


Рис. 1. Схема дії сил на триангель для визначення місця розташування отвору з метою ліквідації крутного моменту, що зумовлює дуальний знос колодок:

*a* – відтворення початкового осередку стирання верхнього краю колодки під час руху без гальмувань; *b* – експлуатаційний вигляд дуального зносу гальмової колодки; 1 – маятникова підвіска; 2 – гальмова колодка; 3 – розпірка триангеля; 4 – шарнір з'єднання вертикального важеля з розпіркою триангеля; 4' – шарнір з'єднання вертикального важеля з розпіркою триангеля, в разі його перенесення на відстань  $L$ ; 5 – площина шкідливої стертості колодки; 6 – площа робочої гальмової стертості; 7 – лінія розмежування площин верхньої й нижньої стертостей дуального зносу гальмової колодки

Fig. 1. Scheme of forces' action on the brake beam to determine the aperture location for liquidation of torque, which causes the dual wear of pads:

*a* – reproduction of the initial center of the attrition of the upper edge of pad when moving without braking; *b* – operational view of the dual wear of the brake pad; 1 – pendulum suspension; 2 – brake pad; 3 – brake beam king post; 4 – articulation pivot of the vertical lever with the brake beam king post; 4' – articulation pivot of the vertical lever with the brake beam king post, in case of its transfer to a distance  $L$ ; 5 – the plane of harmful attrition of the pad; 6 – the area of operational brake attrition; 7 – the delimitation line of the planes of the upper and lower attritions of the dual wear of a brake pad

На рис. 1, *a* наведено схему дії гравітаційно утворених сил від ваги приєднаних до розпірки триангеля 3 деталей, з утворенням крутного моменту. На триангель діють статична й динамічна сили  $G_1 \pm m_1 \ddot{z}_1$ , які утворюються від ваги деталей ГВП, приєднаних до його розпірки 3.

Під дією цієї сили на плече  $L$  виникає крутий момент  $M_{кр}$ , який повертає триангель навколо нижніх шарнірів маятникових підвісок до впирання верхньою частиною обох колодок, жорстко приєднаних до триангеля, у поверхню коління колісної пари і врівноважується реакцією

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$(N_1/2)tg\gamma$ , що починає діяти в зоні зіткнення колодок з колесами. Деталі ГВП, масою яких створюється динамічна сила  $G_1 \pm m_1 \ddot{z}_1$  і момент  $M_{кр}$ , з'єднані між собою шарнірами з досить великими зазорами (1–10 мм) і розташовані в невіднесореній частині візка. Тому під час руху вагона створюються вимушені дуже інтенсивні ударного характеру коливання цих деталей, що спричиняє руйнування типового пристрою рівномірного зносу гальмових колодок. У зв'язку з тим, що в усіх винайдених конструкціях пристроїв, призначених для усунення клиноподібного зносу гальмових колодок, створюється протидія вказаному крутному моменту сил, в експлуатації вони швидко руйнуються й мають дуже незначний ресурс [4].

На рис. 2, *a* наведено характерне пошкодження замка 1 та стертість розпірки 2 триангеля в контакті з петлею 3 типового пристрою рівномірного зносу колодок, що стає причиною нахилання гальмової колодки 1 (рис. 2, *b*) до

*a – a*

впирання й утворення стертості її верхівки 5 в колесо в разі попушення гальм.

Для вирішення проблеми дуального зносу гальмових колодок у триангельній системі ГВП поставлена задача досягти ліквідації такої шкідливої дії моменту сил  $M_{кр}$ .

Зі схеми (рис. 1, *a*) видно, що для вирішення проблеми зазначеним способом необхідно ліквідувати плече  $L$ . Для цього шарнір з'єднання вертикального важеля (т.  $C_1$  розпірки триангеля) треба перенести на відстань  $L$  до вісі  $O_1-O_1$ , яка умовно об'єднує обидва шарніри маятникових підвісок триангеля з колодками. Для цього слід зменшити до мінімуму в горизонтальному розмірі такий ланцюжок параметрів:  $L$  (червоний шестигранник 4)  $\rightarrow$  min (блакитне коло 4') (рис. 1, *b*). Тобто не тільки наблизити на відстань  $\Delta C_{II}$  відповідний отвір розпірки до сумарного центра тяжіння, а ще й мінімізувати параметр  $(L-\Delta C_{II})$ , якщо це можна виконати конструктивно.

*b – b*

Рис. 2. Характерний вигляд в умовах експлуатації:

*a* – пошкодженого типового пристрою рівномірного зносу колодок; *b* – нахиленої та притиснутої верхівки гальмової колодки до поверхні кочення колеса; 1 – зруйнований замок; 2 – стертість розпірки триангеля; 3 – петля; 4 – гальмова колодка; 5 – стертість верхівки колодки; 6 – колесо

Fig. 2. Typical view in operation conditions:

*a* – damaged standard device of uniform wear of pads; *b* – bent and pressed top of the brake pad to the wheel thread; 1 – destroyed lock; 2 – attrition of the brake beam king post; 3 – loop; 4 – brake pad; 5 – attrition of the pad top; 6 – wheel

Існує спосіб зменшення крутного моменту  $M_{кр}$ , який, вочевидь, пов'язаний зі зменшенням сумарної маси  $m_1$  деталей ГВП візка. Але такий підхід не має практичного втілення.

На відміну від зовнішніх сил  $T_0(t)$ , які дестабілізують рівновагу досліджуваної системи (кінетостатично чи динамічно), внутрішні сили  $\delta T_2 = \delta T_1$  на рівновагу системи не впливають.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Визначення обох різновидів пов'язане зі схемою-моделлю, яка наведена на рис. 3. Необхідно звернути увагу й на те, що на час роботи ведучого силового важеля й інших деталей ГВП його рушійна гальмова тяга  $T_0(t)$  спирається одним кінцем на вертикальний важіль ГВП, який шарнірно підвішений до невіднесених боковин візка, а другим кінцем – на обресорену раму вантажного вагона. При цьому всі шарнірні з'єднання деталей ГВП змінюють від коливальне своє відносне лінійне й кутове розташування під час руху й гальмування, а також за різних режимів завантаження вагонів [5].

Тут доречно зазначити, що лінійні й кутові зміни координат шарнірних з'єднань деталей, технологічні неточності виготовлення ланок кінематичного ланцюга ГВП порушують умови

рівноваги цього механізму, що істотно впливає на ненормативний знос гальмових колодок.

Таким чином, безпосередньо конструкція трьохелементного візка вантажного вагона з ГВП являє собою систему, яка ідеально забезпечує рівномірний розподіл сил натискання колодок на колеса, тому слід очікувати рівномірний їх знос. Але експлуатація вантажних вагонів показує, що це не так.

Слід зазначити, що схеми-моделі (рис. 1 і 3) навантаження деталей ГВП, які пов'язані з вертикальною динамікою руху вантажного вагона по нерівностях рейкової колії, дозволяють за допомогою структурного аналізу виробити рекомендації стосовно запобігання виникнення дуального зносу гальмових колодок у наявних конструкціях ГВП візків.

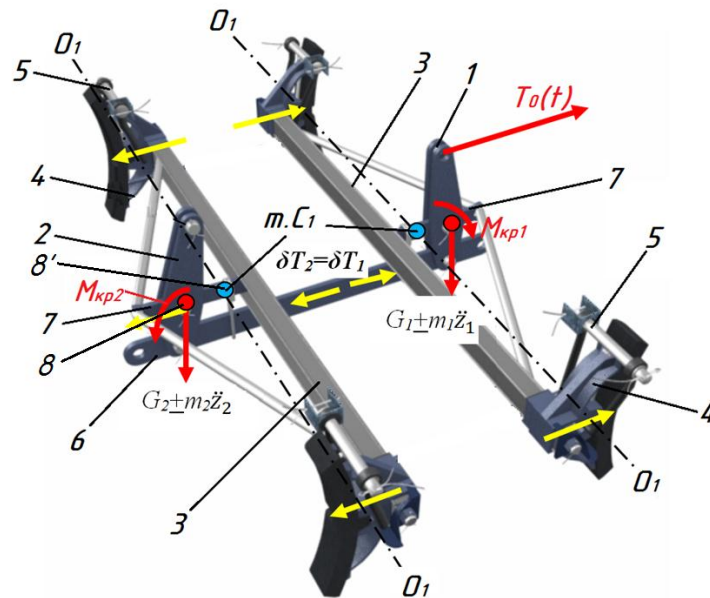


Рис. 3. Схематичне уявлення розподілу силових факторів до проведення кінетостатичного силового аналізу роботи ГВП:

1, 2 – вертикальний важіль; 3 – триангель; 4 – гальмовий башмак з колодкою; 5 – маятникова підвіска триангеля; 6 – з'єднання вертикальних важелів; 7 – розпірка триангеля; 8, 8' – відповідно отвір у розпірці триангеля наявної конструкції та перенесений для ліквідації моменту сили;  $\delta T_2 = \delta T_1$  – внутрішня розпірна сила;

$T_0(t)$  – зовнішня гальмова сила;  $G_1 \pm m_1 \ddot{z}_1$  – гравітаційна динамічна сила;  $M_{кр}$  – крутний момент;

$O_1-O_1$  – умовна вісь нахилання триангеля, що відстає від його центра (т.  $C_1$ ) на відстань  $L$

Fig. 3. Schematic representation of the distribution of force factors before kinetostatic force analysis of the operation of brake lever transmission:

1, 2 – vertical lever; 3 – brake beam; 4 – brake shoe with a pad; 5 – pendulum suspension of the brake beam; 6 – tie rod of vertical levers; 7 – brake beam king post; 8, 8' – respectively, aperture in the brake beam king post of the existing design and the transferred one for the force moment elimination;  $\delta T_2 = \delta T_1$  – internal spreading force;

$T_0(t)$  – external braking force;  $G_1 \pm m_1 \ddot{z}_1$  – gravitational dynamic force;  $M_{кр}$  – torque;

$O_1-O_1$  – conditional declination axis of the brake beam lagging behind its center ( $C_1$ ) at a distance  $L$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Визначення раціонального місця розташування центра отвору розпірки триангеля для шарнірного з'єднання з вертикальним важелем ГВП за рахунок її модернізації.

Залишаючись у рамках розглянутої методики ліквідації дуального зносу колодок, на першому кроці модернізації отвір розпірки типових триангелів, де вони з'єднані з вертикальними важелями ГВП, було наближено до умовної лінії  $O_1-O_2$ , що попарно об'єднує шарніри підвіски триангелів з колодками (рис. 1, а). Тут у разі зміни конструктивних параметрів у розпірці триангеля і її з'єднання з вертикальним важелем будуть змінюватися відповідні параметри ГВП візка і знос його гальмових колодок залежно від пробігу. У нашій задачі кількість вхідних параметрів  $n = 2$ , причому натискання гальмових колодок на колеса візка  $Q = 68,67$  кН є сталою величиною [2];  $X_1$  – відстань до отвору розпірки від балки триангеля,  $L$ , мм;  $X_2$  – кут нахилу триангеля,  $\alpha^\circ$ . Кількість вихідних харак-

теристик  $m = 2$ ,  $Y_1$  – знос вверху колодки;  $Y_2$  – знос внизу колодки.

Математична модель механічної гальмової системи (зі складовими:  $\vec{X} = (X_1, X_2, \dots, X_n)$  – вхідний вектор змінних параметрів;  $\vec{Y} = (Y_1, Y_2, \dots, Y_m)$  – вектор вихідних характеристик) буде відповідати спрощеній 2-о параметричній моделі планування експерименту. Сукупність процедур перетворень, що містять функціональні операції, які виконує технічна система, має вигляд:

$$T: \vec{X} \rightarrow \vec{Y}. \quad (1)$$

Подібні задачі пошуку оптимальних (раціональних) рішень формалізують відомими методами теорії планування експериментів.

Під час проведення експериментальних досліджень було отримано статистичні дані про знос гальмових колодок в експлуатації (табл. 1).

Таблиця 1

**Дослідні статистичні дані для визначення раціональних параметрів перенесення отвору в розпірці триангеля на відстань  $L$  з метою ліквідації крутного моменту сил на триангелі**

Table 1

**The experimental statistical data for determining the rational parameters of the aperture transfer in the brake beam king post at a distance  $L$ , for elimination of the torque moment of forces at the brake beam**

Пробіг вагонів, N, тис. км	Товщина зверху колодки, мм	Різниця між номінальною й виміряною товщиною колодки зверху	Товщина знизу колодки, мм	Різниця між номінальною й виміряною товщиною колодки знизу
Типова конструкція ( $L = 224$ мм, $\alpha = 9^\circ$ )				
0	65	0	65	0
3	62,9	2,1	63,5	1,5
7	60,8	4,2	62,5	2,5
9	58,6	6,4	61,1	3,9
17	55,7	9,3	59,5	5,5
24	52,2	12,8	57,5	7,5
30	48,8	16,2	53,5	11,5
40	44,7	20,3	49,3	15,7
60	40,1	24,9	46,4	18,6

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Продовження таблиці 1

Continuation of Table 1

Пробіг вагонів, N, тис. км	Товщина зверху колодки, мм	Різниця між номіна- льною й виміряною товщиною колодки зверху	Товщина знизу колодки, мм	Різниця між номіна- льною й виміряною товщиною колодки знизу
Типова конструкція ( $L = 224$ мм, $\alpha = 9^\circ$ )				
85	32,7	32,3	41,2	23,8
110	22,6	42,4	38,3	26,7
135	16,9	48,1	34,6	30,4
160	11,8	53,2	30,4	34,6
Запропонована конструкція ( $L = 112$ мм, $\alpha = 8^\circ$ )				
0	65	0	65	0
3	63,5	1,5	63,7	1,3
7	62,5	2,5	62,8	2,2
9	60,9	4,1	61,4	3,6
17	58,8	6,2	59,6	5,4
24	56,7	8,3	57,7	7,3
30	53,7	11,3	55,3	9,7
40	48,6	16,4	52,2	12,8
60	42,7	22,3	47,1	17,9
85	38,8	26,2	42,6	22,4
110	34,8	30,2	38,3	26,7
135	29,9	35,1	31,4	33,6
160	20,7	44,3	25,3	39,7

Для знаходження раціональної моделі перенесення отвору в розпірці триангеля з метою ліквідації крутного моменту сил  $M_{кр}$ , за допомогою теорії планування експерименту розроблено поліноміальну квадратичну модель (кубічна парабола), яка враховує реальні зміни найбільш важливих факторів  $x_i$ ,  $i = 1, 2$ , що впливають на кінцевий результат.

Регресійна математична модель зносу гальмових колодок залежно від пробігу вагонів в обох випадках має вигляд наступної функціональної залежності:

$$y = b_0 + b_1 \frac{x}{1000} + b_2 \left( \frac{x}{1000} \right)^2 + b_3 \left( \frac{x}{1000} \right)^3, \quad (2)$$

де  $x$  – пробіг вагонів;  $b_0, b_1, b_2, b_3$  – шукані коефіцієнти регресії.

Для їх знаходження було задіяно метод найменших квадратів (МНК). Результати обчислень наведено в табл. 2, а відповідні графічні залежності зносів гальмових колодок зображено на рис. 4.

Використання проведених розрахунків у середовищі програмного забезпечення Mathcad дозволило оцінити значимості всіх коефіцієнтів регресії за критерієм Стьюдента за рівня значимості  $\alpha = 0,005$  і кількості степенів свободи  $N_0 = 10$ . Найширший надійний інтервал склав від 2,0 мм до 1,5 мм, а оцінка середнього відхилення – 0,99 мм.



## Безрозмірні коефіцієнти регресії за МНК

## Non-dimensional regression coefficients according to the least squares method

Місце вимірювання колодки	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$
Типова конструкція ( $L = 224$ мм, $\alpha = 9^\circ$ )				
зверху	$8,208585 \cdot 10^{-1}$	$5,383442 \cdot 10^{-1}$	$-2,192588 \cdot 10^{-3}$	$5,606141 \cdot 10^{-6}$
знизу	$-3,572003 \cdot 10^{-1}$	$4,571698 \cdot 10^{-1}$	$-2,747773 \cdot 10^{-3}$	$7,816891 \cdot 10^{-6}$
Запропонована конструкція ( $L = 112$ мм, $\alpha = 8^\circ$ )				
зверху	$-7,604903 \cdot 10^{-1}$	$5,309275 \cdot 10^{-1}$	$-3,681336 \cdot 10^{-3}$	$1,31264 \cdot 10^{-6}$
знизу	$-1,070960 \cdot 10^{-1}$	$3,819281 \cdot 10^{-1}$	$-1,992730 \cdot 10^{-3}$	$7,280919 \cdot 10^{-6}$

Отримані моделі перевірено на адекватність за критерієм Фішера (F-критерій) за рівня значимості  $\alpha = 0,005$ . Значення F-критерію склали від 1 477 до 5 852 для 3 і 10 степенів свободи. Імовірність отримати такі значення за відсутно-

сті зв'язку між пробігом вагонів і зносом колодки дуже мала ( $F = 1,091e-14$ ). Крім того, значення F-критерію суттєво більше  $F_{кр} = 8,08$  ( $\alpha = 0,005$ ,  $\kappa_1 = 3$ ,  $\kappa_2 = 10$ ), тому побудовані моделі є адекватними з гарантією 99,5 %.

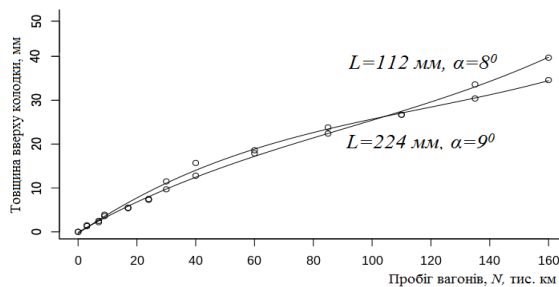
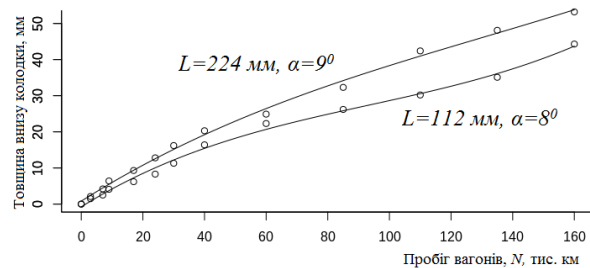
 $a - a$  $b - b$ 

Рис. 4. Регресійні математичні залежності зносу гальмових колодок від пробігу вагонів типової й запропонованої конструкції (точками позначено дані експерименту):

$a$  – верх колодок;  $b$  – низ колодок

Fig. 4. Regression mathematical dependences of brake pads wear on the cars' run of the typical and proposed design (the experiment data are indicated with the dots):

$a$  – pads' top;  $b$  – pads' bottom

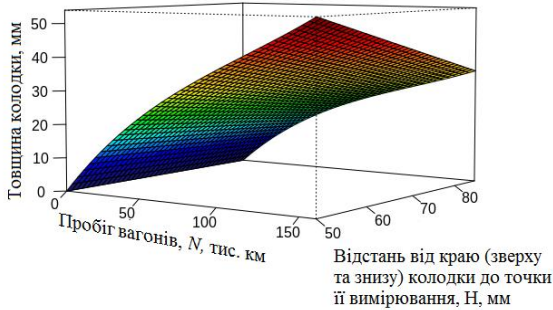
На рис. 5 у форматі 3D наведено об'єднані поверхні залежності зносу гальмових колодок від пробігу вагонів, які свідчать, що в наших випадках випуклі екстремуми досліджених функцій відсутні, а найкраще (раціональне) рішення відповідає конструкції розпірки триангеля ГВП з параметрами розміщення шуканого

отвору в розпірці за  $L = 112$  мм і  $\alpha = 8^\circ$ .

На рис. 6 показано дані зносу «верх – низ» гальмових колодок за ознаками пробігу вагонів з типовою (рис. 6,  $a$ ,  $b$ ) й запропованою (рис. 6,  $в$ ,  $г$ ) конструкцією ГВП візків, які обладнані триангелями з типовими й запропонованими розпірками.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

*a – a*



*б – б*

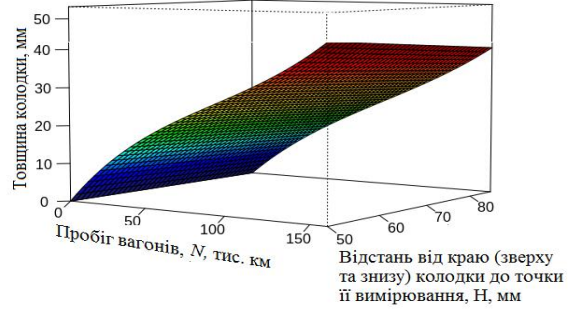
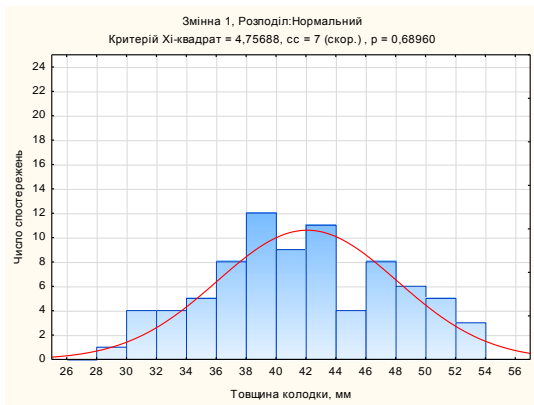


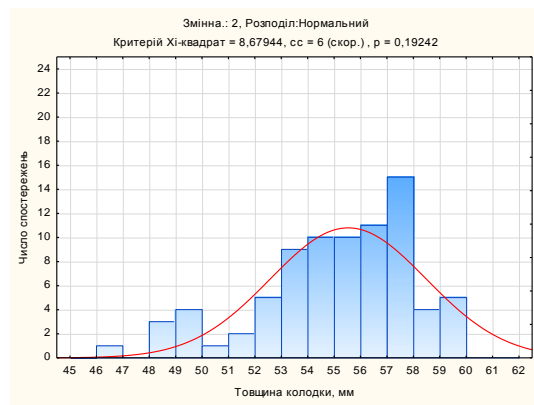
Рис. 5. Сумарні залежності зносу гальмових колодок від пробігу вагонів для геометрії розпірок: *a* – типової конструкції; *б* – запропонованої конструкції

Fig. 5. Total dependencies of brake pads wear on the cars` run for the king posts (strut) geometry: *a* – a typical design; *b* – proposed design

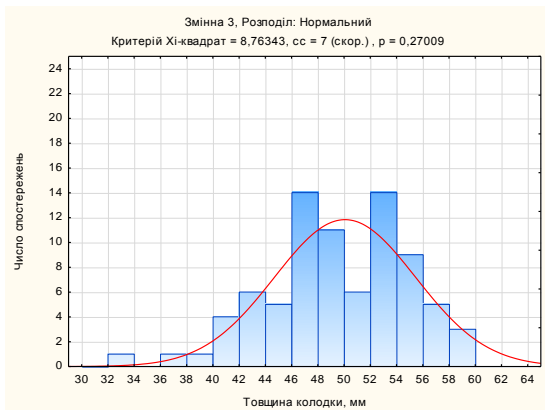
*a*



*б*



*в*



*г*

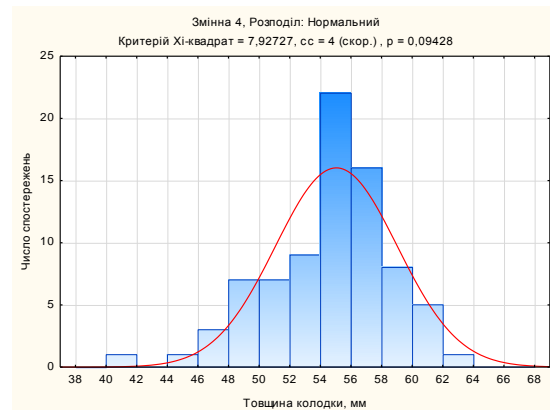


Рис. 6. Гістограми, побудовані за статистичними даними зносу «верх – низ» гальмових колодок у разі пробігу вагонів 60 тис. км: *a* і *в* – верхня частина колодки; *б* і *г* – нижня частина колодки

Fig. 6. Histograms are based on statistical wear data «top-bottom» of brake pads at cars` run of 60 ths. km: *a* and *c* – the upper part of the pad; *b* and *d* – the lower part of the pad

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ



Рис. 7. Видгляд рівномірного зносу гальмових колодок і необхідного нормативного зазору відносно поверхні кочення колеса у візку дослідного напіввагона після пробігу 84 тис. км:  
1 – гальмова колодка; 2 – зазор між колодкою і колесом

Fig. 7. The view of brake pads' uniform wear and the required standard gap relative to the wheel thread in the bogie of the experimental gondola car after the run of 84 ths. km:  
1 – brake pad; 2 – gap between the pad and the wheel

Із наведених даних видно, що зі збільшенням пробігу вагонів від 27 до 60 тис. км інтенсивність зносу колодок для типових і запропонованих ГВП візків зменшується (рис. 6), хоча тенденція до їх рівномірного зносу за довжиною спостерігається більшою мірою в колодках запропонованої конструкції триангельних ГВП візків (рис. 6, з).

Дослідження виконано на замовлення Укрзалізниці, за їх результатами розроблено конструкторсько-технологічну документацію. Відповідно до неї на Крюковському ВБЗ виготовлено модернізовані деталі ГВП та встановлено на 10 дослідних напіввагонах. За підсумками проведених комісійних обстежень отримано позитивні результати. На рис. 7 наведено вигляд рівномірного зносу гальмових колодок після пробігу 84 тис. км.

Під час випробувань у гальмовій передачі візків, які працюють у дослідних вагонах в умовах експлуатації, вивчено вплив перенесеного отвору в розпірках триангелів на характер зносу колодок у верхній і нижній частинах, змінено розташування вертикальних важелів, приєднаних до перенесених отворів маятникових підвісок гальмових башмаків.

Підсумки випробувань підтверджують теоретичні доводи про те, що з перенесенням отвору в розпірці триангеля на одну пряму із шарнірним з'єднанням маятникових підвісок гальмових башмаків зникає шкідливо діючий крутний момент сил. Таке просте перенесення отвору в розпірці триангеля позитивно впливає

на відведення гальмових колодок під час попуску гальм та на їх розташування й утримання відносно поверхні кочення коліс під час руху вагона без гальмування. А це є головним у забезпеченні рівномірності зносу гальмових колодок.

## Результати

Виконаний порівняльний аналіз типових пристроїв і винайдених за останні роки вітчизняними й іноземними фахівцями різноманітних пристроїв рівномірного зносу гальмових колодок показав недостатню їх ефективність за функціонуванням і конструкцією. Установлено, що в гальмових системах трьохелементних візків експлуатаційного парку вантажних вагонів типові пристрої рівномірного зносу гальмових колодок у великій кількості (до 95%), за дією на них значних динамічних навантажень, перебувають у пошкодженному стані. Тому гальмові колодки в них нахилені, притиснуті верхівками до поверхонь кочення коліс і під час руху в поїздах без гальмування здійснюють шкідливе тертя з утворенням спотвореного подвійного фрикційного зносу робочого тіла. Такій стертості вперше дано назву – дуальний знос гальмової колодки, і розпочато його дослідження. Теоретично доведено, що в шарнірному з'єднанні вертикального важеля з розпіркою триангеля утворюється шкідливо діючий крутний момент від гравітаційних сил, який нахилиє триангель до впирання верхніми крайками колодок у поверхні кочення коліс. Це стає ос-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

новною причиною дуального зносу гальмових колодок. Кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі, виконаний з урахуванням динамічної складової у непідресореній частині візка, дозволив:

а) встановити, що механічні пристрої різних конструкцій показують низьку надійність тільки тому, що під дією моменту сил вони руйнуються;

б) визначити простий технічний спосіб повної ліквідації вказаного моменту сил у наявній гальмовій системі. За виконаною НДКР і розпорядженням від Укрзалізниці проведено експлуатаційні випробування на 10 напіввагонах виробництва Крюковського ВБЗ, які підтвердили результати теоретичних досліджень: ліквідація крутного моменту сил запобігає дуальному зносу гальмових колодок.

### Наукова новизна та практична значимість

Уперше виявлено явище, якому дано визначення – дуальний знос гальмових колодок. Започатковано його дослідження. Розроблено математичну регресійну модель для встановлення основної причини дуального зносу колодок у типовій механічній гальмовій системі трьохелементних візків. Адаптовано математичний підхід до планування експериментів із побудовою відповідних схем-моделей, за якими виявлено шкідливо діючий момент сил, що нахилиє триангель на маятникових підвісках до впирання верхніми крайками гальмових колодок у поверхні кочення колісної пари. Аналітично доведено, що ліквідувати такий момент сили в наявній гальмовій системі можна перенесенням отвору в розпірці триангеля.

Результати проведених досліджень можна використовувати під час проектування, модернізації й експлуатації гальмових систем як експлуатаційного парку, так і трьохелементних візків нового покоління.

### Висновки

На підставі виконаних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Накопичено статистичний матеріал за вимірюванням величин зносу 860 гальмових колодок, виконано віртуальне моделювання про-

цесу фрикційного спрацьовування робочого тіла колодок із використанням теорії планування експерименту безпосередньо, в реальних умовах технічного обслуговування й ремонту вантажних вагонів, за результатами якого виявлено особливий ненормативний двоплощинний знос колодок, якому вперше дано визначення – дуальний знос гальмових колодок.

2. Відповідно до зібраних статистичних даних, за характером зносу гальмових колодок маємо: дуально зношених – 95,6 %; клиноподібно моністично зношених – 3,2 %; рівномірно зношених – 1,2 %.

3. Доведено, що дуальний знос гальмових колодок має суттєві негативні наслідки для залізничної галузі: ресурс гальмових колодок зменшений майже на 50 %; ефективність гальмувань, виходячи зі зменшення робочої площі тертя колодок, може погіршуватися до 30 %; тертя нахилених колодок і впертих у поверхні кочення коліс збільшує опір руху, на переборювання якого загальні енерговитрати на тягу вантажних поїздів зростають до 3 %; майже всі поверхні кочення колісних пар, що гальмуються дуально зношуваними колодками, мають високотемпературні пошкодження, що додатково збільшує енерговитрати на динаміку перекочування коліс по рейках і зменшує ресурс колісних пар.

4. Теоретично доведено, що основною причиною дуального зносу колодок стає невірноваженість конструкції триангеля з приєднаним вертикальним важелем відносно маятникового підвішування, через що під час попуску гальм відбувається нахилання триангеля до впирання й тертя верхівками гальмових колодок по поверхні кочення колісної пари.

5. Аналітично визначено раціональне місце розташування отвору приєднання вертикального важеля до розпірки триангеля, де можна досягти врівноваженості мас деталей відносно маятникового підвішування й знешкодити крутий момент сил на триангелі, що використано для модернізації гальмової важільної передачі візка.

6. Дослідні випробування розробленої модернізації гальмової важільної передачі в умовах експлуатації на вантажних вагонах показали позитивні результати. Дуальний знос колодок не спостерігається.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины / Л. А. Мурадян, В. Ю. Шапошник, Б. У. Винстрот, С. П. Муковоз // Локомотив-информ. – 2015. – № 7/8. – С. 20–22.
2. 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.
3. Карпычев, В. А. К вопросу оценки и контроля тормозных нажатий колодок на колеса в зависимости от положений рычагов при регулировках рычажной передачи тележки 18-100 / В. А. Карпычев, Г. Б. Никитин, П. А. Андреев // Вестник ВНИИЖТ. – 2013. – № 5. – С. 43–48.
4. Мартынов, И. Э. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов / И. Э. Мартынов, К. С. Нечволода // Вагонный парк. – 2010. – № 4. – С. 36–39.
5. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона / А. А. Босов, С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 29. – С. 27–32.
6. Равлюк, В. Г. Щодо визначення силових перетворень при клиноподібному зносі гальмових колодок вантажних вагонів / В. Г. Равлюк // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Динаміка і міцність машин : зб. наук. пр. – Харків, 2017. – № 40 (1262). – С. 75–80.
7. Равлюк, В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів / В. Г. Равлюк // Зб. наук. пр. Держ. ун-ту інфраструктури та технологій. Серія: Транспортні системи і технології. – Київ, 2018. – Вип. 32 (1). – С. 55–70.
8. Радзиховский, А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А. А. Радзиховский, И. А. Омеляненко, Л. А. Тимошина // Вагонный парк. – 2008. – № 8. – С. 10–16.
9. Радзиховский, А. А. Устройство отвода тормозных колодок / А. А. Радзиховский, И. А. Омеляненко, Л. А. Тимошина // Вагонный парк. – 2009. – № 11-12. – С. 18–21.
10. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів : звіт про НДКР (заключ.) / Укр. держ. акад. залізн. трансп. ; кер. Мартинов І. Е. ; вик.: Равлюк В. Г. [та ін.]. – Харків, 2012. – 53 с. – Бібліогр.: с. 44. – № ДР 0111U008972.
11. Смольянинов, А. В. Размерные расчеты тормозной рычажной передачи грузового вагона как метод обоснования путей повышения качества ремонта / А. В. Смольянинов, П. В. Смольянинов // Известия Транссиба. – 2012. – № 2 (10). – С. 27–36.
12. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко [и др.] // Вагонный парк. – 2012. – № 9 (66). – С. 12–14.
13. Тулузин, С. В. Оценка работоспособности тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона на различных стадиях износа колодок и колес / С. В. Тулузин, Д. В. Горский // Вестник ВНИИЖТ. – 2015. – № 2. – С. 38–44.
14. Турутин, И. В. Конструкция тележек моделей 18-9889 и 18-9890 для инновационных четырех- и шестиосных грузовых вагонов / И. В. Турутин, Е. А. Рудакова // Транспорт РФ. – 2013. – № 3 (46). – С. 10–12.
15. Improvement of the bearing structure of the wagon-platform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry [Електронний ресурс] / A. Lovskaya, J. Gerlici, O. Fomin, K. Kravchenko, P. Prokopenko, T. Lack // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 254. – Режим доступу: <https://clck.ru/FrMs9> – Назва з екрана. – Перевірено : 03.05.2019. doi: 10.1051/mateconf/201925402035
16. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes / K. P. Vineesh, M. R. K. Vakkalagadda, A. K. Tripathi, A. Mishra, V. Racherla // Engineering Failure Analysis. – 2016. – Vol. 59. – P. 493–508. doi: 10.1016/j.engfailanal.2015.11.023
17. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways / M. R. K. Vakkalagadda, D. K. Srivastava, A. Mishra, V. Racherla // Wear. – 2015. – Vol. 328–329. – P. 64–76. doi: 10.1016/j.wear.2015.01.044
18. Verneresson, T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels : Part 1: brake rig experiments / T. Verneresson // Wear. – 1999. – Vol. 236. – Iss. 1-2. – P. 96–105. doi: 10.1016/s0043-1648(99)00261-6

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

В. Г. РАВЛЮК<sup>1\*</sup>

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

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДУАЛЬНОГО ИЗНОСА КОЛОДОК В ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЕ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

**Цель.** Данное исследование направлено на выявление особенностей дуального износа колодок в тормозной системе грузовых вагонов. **Методика.** Проведен комплекс теоретических и эксплуатационных исследований причин и последствий дуального износа колодок как наиболее распространенного в грузовых вагонах. С помощью теории планирования эксперимента и на основании собранного статистического материала выполнено адаптированное математическое моделирование процесса дуального износа и определены негативные факторы. Для исследования использованы программное обеспечение Mathcad и компьютерная программу «STATISTIKA». **Результаты.** Сравнительный анализ различных устройств для равномерного износа тормозных колодок показал недостаточную их эффективность. Установлено, что типовые устройства равномерного износа тормозных колодок (до 95 %) при действии значительных динамических нагрузок находятся в поврежденном состоянии. Поэтому колодки наклоненные, прижаты верхними окрайками к поверхностям качения колес и при движении в поездах без торможения осуществляют вредное трение с образованием двойного фрикционного износа рабочего тела. Теоретически доказано, что в шарнирном соединении вертикального рычага с распоркой триангеля образуется вредно действующий крутящий момент от гравитационных сил, который становится основной причиной дуального износа тормозных колодок. Кинестатический анализ с учетом динамических сил в неподрессоренной части тележки позволил установить причину дуального износа и определить возможность ликвидации указанного момента сил в существующей тормозной системе. По выполненной НИОКР и распоряжению от Укрзалізничці проведены эксплуатационные испытания на 10 полувагонах производства Крюковского ВЗЗ, которые подтвердили результаты выполненных теоретических исследований. **Научная новизна.** Впервые выявлено явление, которому дано определение – дуальный износ тормозных колодок. Начаты его исследования. Разработана математическая регрессионная модель для установления основной причины дуального износа колодок в типовой механической тормозной системе трёхэлементных тележек. Адаптирован математический подход к планированию экспериментов с построением соответствующих схем-моделей, по которым выявлен вредно действующий момент сил, наклоняющий триангель на маятниковых подвесках до упора верхними окрайками тормозных колодок в поверхности катания колесной пары. **Практическая значимость.** Результаты проведенных исследований можно использовать при проектировании, модернизации и эксплуатации тормозных систем как эксплуатационного парка, так и трёхэлементных тележек нового поколения.

**Ключевые слова:** дуальный износ; тормозная колодка; тормозная рычажная передача; триангель; модель; статистический анализ; кинестатический анализ; момент силы; динамические силы; эксплуатационные испытания

V. G. RAVLYUK<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «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

## INVESTIGATION OF FEATURES OF DUAL WEAR OF PADS IN BRAKE SYSTEM OF FREIGHT CARS

**Purpose.** This research is aimed at revealing features of dual wear of pads in the brake system of freight cars. **Methodology.** The complex of theoretical and operational research concerning the causes and consequences of dual wear of pads, as the most widespread one in the freight cars, was conducted. Using the theory of planning the experiment based on the collected statistical material an adapted mathematical modeling of the dual wear process was performed and negative factors were determined. The Mathcad software and STATISTIKA software application were used. **Findings.** A comparative analysis of various devices for the uniform wear of brake pads showed insuffi-

Creative Commons Attribution 4.0 International

doi: 10.15802/stp2019/166114

© В. Г. Равлюк, 2019

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

cient efficiency. It has been established that typical devices of uniform wear of brake shoes (up to 95%) are in damaged condition due to the effect of significant dynamic loads. Therefore, the shoes are bent, pressed with their upper edges to the wheel threads and when driving in trains without braking do harmful friction with the formation of double frictional wear of the working body of the shoes. It has been theoretically proved that in a hinged connection of a vertical lever with a brake beam king post a harmfully acting torque from the gravitational forces is formed, which becomes the main cause of the dual wear of the brake shoes. Kinetostatic analysis, taking into account the dynamic forces in the unsprung parts of the bogie, has allowed establishing the cause of dual wear and determining the possibility of eliminating the specified torque in the existing brake system. According to the R & D and the Ukrzaliznytsia's order the operational tests on 10 gondola cars constructed by Kriukiv Railway Car Building Works were performed. They confirmed the results of the theoretical studies. **Originality.** For the first time, it was discovered, the research was initiated and the definition – the dual deterioration of brake pads was proposed. A mathematical regression model was developed for determining the main cause of dual wear of pads in a typical mechanical braking system of three-element bogies. It was adapted the mathematical approach to the planning of experiments with the construction of the corresponding schemes-models, which revealed the malignant moment of forces, bending the break beam on the pendulum suspensions until the upper edges of the brake pads will be pressed to the wheel thread. **Practical value.** The results of the research can be used in the design, modernization and operation of brake systems for both the operational fleet, as well as a new generation of three-element bogies.

**Keywords:** dual wear; brake pad; brake lever transmission; brake beam; model; statistical analysis; kinetic static analysis; force moment; dynamic forces; operational tests

## REFERENCES

1. Muradyan, L. A., Shaposhnik, V. Y., Vinstrot, B. U., & Mukovoz, S. P. (2015). Ispytaniya perspektivnykh tormoznykh kolodok na zheleznykh dorogakh Ukrainy, *Lokomotiv-Inform*, 7/8, 20-22. (in Russian)
2. *Instruktsiia z ekspluatatsii halm rukhomoho skladu na zaliznytsiakh Ukrainy: TsT-TsV-TsL-0015, No. 264-Ts.* (2004). Kyiv. (in Ukrainian)
3. Karpichev, V. A., Nikitin, G. B., & Andreev, P. A. (2013). K voprosu otsenki i kontrolya tormoznykh nazhatiy kolodok na kolese v zavisimosti ot polozheniy rychagov pri regulirovках rychazhnoy peredachi telezhki 18-100. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 5, 43-48. (in Russian)
4. Martynov, I. E., & Nechvoloda, K. S. (2010). O sposobe polnoy likvidatsii klinovidnogo iznosa tormoznykh kolodok gruzovykh vagonov. *Vagonnyy park*, 4, 36-39. (in Russian)
5. Bosov, A. A., Myamlin, S. V., Panasenko, V. Y., & Klymenko, I. V. (2009). The ways of the freight train trucks design improvement. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnogo universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana*, 29, 27-32. (in Russian)
6. Ravlyuk, V. G. (2017). On the issue of determination of the force transformations under wedge-shaped wear of the brake shoes of freight cars. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Dynamics and Strength of Machines: Collective works*, 40(1262), 75-80. (in Ukrainian)
7. Ravlyuk, V. G. (2018). Simultaneous kinetostatic analysis of brake immediate transmission of freight wagons. *Zbirnyk naukovykh prats DUIT. Seriya: Transportni systemy i tekhnologii*, 32(1), 55-70. (in Ukrainian)
8. Radzikhovskiy, A. A., Omelyanenko, I. A., & Timoshina, L. A. (2008). Sistemnyy podkhod k proektirovaniyu telezhok dlya gruzovykh vagonov s povyshennymi osevyimi nagruzkami. *Vagonnyy park*, 8, 10-16. (in Russian)
9. Radzikhovskiy, A. A., Omelyanenko, I. A., & Timoshina, L. A. (2009). Ustroystvo otvoda tormoznykh kolodok. *Vagonnyy park*, 11-12, 18-21. (in Russian)
10. Martynov, I. E., & Ravlyuk, V. G. (2012). *Rozrobka konstruktorsko-tekhnologichnoi dokumentatsii na provedennia modernizatsii halmovykh vazhilnykh peredach vizktiv vantazhnykh vahoniv: zvit pro NDKR (№ DR 0111U008972).* Kharkiv: Ukrainian State Academy of Railway Transport. (in Ukrainian)
11. Smolyaninov, A. V., & Smolyaninov, P. V. (2012). Razmernye raschety tormoznoy rychazhnoy peredachi gruzovogo vagona kak metod obosnovaniya putey povysheniya kachestva remonta. *Izvestiya Transsiba*, 2(10), 27-36. (in Russian)
12. Blokhin, Y. P., Alpyshaev, K. T., & Panasenko, V. Y. (2012). Telezhki ZK1 poluvagonov, postroennykh v KNR. *Vagonnyy park*, 9(66), 12-14. (in Ukrainian)
13. Tuluzin, S. V., & Gorskii, D. V. (2015) Otsenka rabotosposobnosti tormoznoy rychazhnoy peredachi telezhki gruzovogo vagona na razlichnykh stadiyakh iznosa kolodok i kolese. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 2, 38-44. (in Russian)

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

14. Turutin, I. V., & Rudakova, E. A. (2013). Konstruktsiya telezhek modeley 18-9889 i 18-9890 dlya innovatsionnykh chetyreh- i shestiosnykh gruzovykh vagonov. *Transport RF*, 3(46), 10-12. (in Russian)
15. Lovskaya, A., Gerlici, J., Fomin, O., Kravchenko, K., Prokopenko, P., & Lack, T. (2019). Improvement of the bearing structure of the wagon-platform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*, 254. Retrieved from <https://clck.ru/FrMs9> doi: 10.1051/mateconf/201925402035 (in English)
16. Vineesh, K. P., Vakkalagadda, M. R. K., Tripath, 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: 10.1016/j.engfailanal.2015.11.023 (in English)
17. Vakkalagadda, M. R. K., Srivastava, D. K., Mishra, A., & Racherla, V. (2015). Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Wear*, 328-329, 64-76. doi: 10.1016/j.wear.2015.01.044 (in English)
18. Vernersson, T. (1999). Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels: Part 1: brake rig experiments. *Wear*, 236(1-2), 96-105. doi: 10.1016/s0043-1648(99)00261-6 (in English)

Надійшла до редколегії: 03.12.2018

Прийнята до друку: 20.03.2019