

УДК629.424.1

**ВИЯВЛЕННЯ ПЕРВИННОЇ ПРИЧИНИ ЗРОСТАННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНІВ КОЛІС
ЛОКОМОТИВІВ І ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ**

Д-р техн. наук В. Г. Маслієв, асп. О. О. Якунін

**IDENTIFICATION OF THE PRIMARY CAUSE OF INCREASING WEAR OF
LOCOMOTIVE WHEEL FLANGES AND PROPOSALS FOR ITS REDUCTION**

Dr. Sc (Tech.) V. Masliev, postgraduate student O. O. Yakunin

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.212.2025.336527>



***Анотація.** У статті проаналізовано причини виникнення на залізничному транспорті проблеми підвищеного зносу гребенів коліс локомотивів, оцінено вплив на нього змін, які відбулися в параметрах і характеристиках колії, екіпажів локомотивів та в експлуатації у другій половині минулого століття. Еволюція зв'язків колісних пар із рамами візків призвела до втрати точності і стабільності розміщення колісних пар у рамі візка. Висунуто гіпотезу, що це стало головною причиною підвищення зносу гребенів коліс. Розв'язувати проблему пропонувано через обладнання візків локомотивів повідцями із шаровими шарнірами. Вони стабілізують розташування колісної пари в рамі візка і виключають її кутові обертання навколо вертикальної осі, що зменшить кути набігу гребенів на рейки та їх знос.*

Ключові слова: залізничний транспорт, візок, колісна пара, зв'язок, шаровий шарнір, кут набігу, знос гребенів коліс.

Abstract. The article analyzes the causes of the problem of increased wear of locomotive wheel ridges in railway transport, evaluates the impact of changes that occurred in the parameters and characteristics of the track, locomotive crews and operation in the second half of the last century. The evolution of the connection of wheel pairs with trolley frames is studied: from jaw-type ones on steam locomotives to modern, chain-type ones on diesel locomotives and electric locomotives, which led to the loss of accuracy and stability of the installation of wheel pairs in the trolley frame. It is hypothesized that this was the main reason for the increase in the wear of locomotive wheel ridges compared to previous years, when the carts had a jaw connection of the cart frames with the wheel pairs, which stabilized their position in the frames. When switching to an elastic leash connection of trolley frames with wheel pairs, they got a certain freedom of movement in the plane of the track. This allowed them to rotate against the direction of the track when moving along curved sections – under the action of the friction forces of the wheels on the rails, and increased the angles of the wheel flanges on the rails. The consequence of this was an increase in wear at the contact of the wheel flange with the side edge of the rail. We see the direction of solving this problem in the creation of a dog link, which stabilizes the location of the wheel pair in the bogie frame, primarily in the longitudinal direction, and also eliminates its angular rotations around the vertical axis. This does not allow it to turn against the direction of the curved section of the track under the action of the friction forces of the wheels on the rails, and eliminates the corresponding increase in the angles of the wheel flanges on the rails. The consequence of this will be a decrease in the wear of the flange and the side edge of the rail and gives real hope of reaching its level, which was with the «jaw» bogies.

Keywords: railway transport, bogie, wheel pair, link, ball joint, angle of attack, wear of wheel flanges.

Вступ. Як відомо, знос гребенів коліс залишається великою проблемою для Укрзалізниці (УЗ), а витрати внаслідок цього на відновлення профілів коліс і рейок – невідомі. Доки існує ця проблема, є загроза для УЗ бути збитковою.

Основну частину екіпажів рейкових транспортних засобів (ТЗ) являють собою візки. Від досконалості їхньої конструкції залежить успішна експлуатація системи «ТЗ – колія», зокрема знос гребенів коліс і бічних граней рейок, опір руху та витрати енергоносіїв на тягу.

Дослідження, які проводять десятки років українські та закордонні фахівці, доводять, що однією з головних причин виникнення проблеми зростання зносу гребенів і бічних граней рейок є недосконалість конструкції саме візків.

Сер У. ЧЕРЧІЛЬ: «Якщо хочеш зрозуміти теперішнє, подивись у минуле!».

Саме так ми спробуємо визначити первинні причини, які призвели до збільшення зносу гребенів коліс локомотивів порівняно з минулими роками, і сформулювати пропозиції щодо вирішення цієї дуже актуальної проблеми.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До 1960-1970 рр. на вітчизняних залізницях експлуатували виключно локомотиви зі «щелеповими» візками (ДДА (США), ТЕ1, ТЕ2, ТЕ3, 2ТЕ10 та електровози). Вони мали такі самі позитивні особливості в розташуванні колісних пар у рамах візків, що і паровози. Отже, можна припустити, що знос гребенів коліс у них мав бути наближеним до того, який був на паровозах.

«Щелеповий» зв'язок колісних пар із рамою зберігав паралельність між собою осей колісних пар, що мали можливість обертатися лише навколо поперечної до

колії осі. Також зберігалася перпендикулярність і симетричність їх відносно поздовжньої осі симетрії візка як на стоянках, так і з рухом по прямих і кривих ділянках колії. Висока точність і стабільність установаження колісних пар відносно рами візка була необхідна для надійної роботи механізму, який поєднував паровий двигун із колесами паровоза.

Ця стабільність сприяла утриманню протягом усього терміну експлуатації кутів набігу гребенів на рейки на певному рівні, який обчислювали як відношення «полюсної відстані» колісної пари до радіуса певної кривої ділянки колії. Оскільки знос гребеня пропорційний куту набігу, то він, відповідно, був також стабільним у процесі експлуатації колісної пари [1].

У роботі [2] розглянуто проблеми динаміки руху тепловозів, обладнаних пристроями, що зменшують знос гребенів і поверхонь кочення бандажів коліс. Складено математичні моделі тепловозів з урахуванням роботи таких пристроїв з рухом по кривих ділянках колії. Ранжовано за значущістю чинники, від яких залежить знос. Запропоновано метод прогнозування зносу гребенів бандажів коліс. Але автор недостатньо уваги приділив динаміці швидкісного руху ТЗ.

Це питання розглянуто в роботі [3], де зазначено, що пара «колесо – рейка» є системою з позитивним зворотним зв'язком: екіпажі з перекосами осей зношують головку рейки, а це викликає більш інтенсивний (лавиноподібний) знос гребенів коліс. Перекіс колісних пар на 0,001 рад збільшує опір руху на 5,5 Н/т, бічні сили на осях, що набігають, збільшуються на величину до 20 кН. Кути набігу, а отже, і чинник зносу, істотно залежить від величини перекоосу колісних пар: взаємний перекіс 0,004 рад збільшує чинник зносу в чотири-вісім разів. У 80 % колісних пар спостерігають знос лише одного з гребенів колісної пари. Аналогічні результати отримано на полігоні в Пуебло (США), на підставі чого в Асоціації американських

залізниць зроблено висновок про те, що відхилення паралельності осей колісних пар понад 0,003 рад не припустимо.

Але автори не дослідили залежностей зносу гребенів інших відхилень осей колісних пар відносно поздовжньої осі симетрії візка.

У роботі [4] цьому питанню приділено увагу: отримано залежності кутів набігу гребенів коліс від відхилень у розташуванні колісних пар у рамі від номінального, які є типовими для візків вантажних вагонів моделі 18-100. Особливістю цих візків є те, що бокові рами не жорстко пов'язані між собою, внаслідок чого виникають поздовжні «забігання» бічних рам разом із колісними парами, що досягають 20 мм. До цієї величини треба додати зазори в щелепових зв'язках букс із бічними рамами, технологічні відхилення розмірів бічних рам, що додає ще 2-3 мм та ін. Ці чинники разом можуть створити у кривій радіусом 600 м кут набігу гребеня на рейку до 0,030 рад, а за відсутності їх кут складає 0,006 рад. Сумарний кут набігу за цих умов збільшився у п'ять разів, що відповідно вплине на знос гребенів. За максимальних значень перекоосу колісних пар бічні навантаження на рейки збільшуються на 35–50 % за будь-яких швидкостей руху і в кривих будь-якого радіуса.

Отже, навіть за «щелепового» зв'язку з бічною рамою колісні пари такого візка не мають стабільного розташування відносно його поздовжньої осі симетрії, що може бути вагомою причиною суттєвого зростання зносу гребенів їхніх коліс.

Але в роботі не визначено вплив на кути набігу гребенів підвищення зовнішньої рейки кривої ділянки колії.

У роботі [5] подано спрощену модель контакту рейки та колеса з урахуванням його кута обертання навколо вертикальної осі. Досліджено поведінку контакту між стандартним китайським профілем рейки СНН 60 і трьома типами профілів коліс і різними зсувами колісної пари і кутами обертання. Визначено, що припущення

можуть бути використані для опису контакту колеса та рейки і нормального тиску на ньому з високою точністю.

Але залишається невирішеним питання про універсальність моделі контакту, наприклад, для вітчизняних типів рейок і профілів коліс.

У роботі [6] за допомогою математичного моделювання досліджено екіпаж із системою для радіального встановлення колісних пар (РУКП) у кривих ділянках колії. Отримано залежності для кутів обертання колісних пар від параметрів буксових повідців. Доведено, що РУКП суттєво зменшує знос гребенів коліс на першій колісній парі екіпажу з рухом по кривих радіусом 300–600 м.

Але в роботі не проаналізовано динаміку екіпажу з РУКП по прямих ділянках колії.

У роботі [7] з використанням методу багатокритеріальної оптимізації спроектовано профілі коліс для міських поїздів, які мінімізують їхній знос і втому. Наприклад, один із варіантів профілів, на ділянці з радіусом кривизни 350 м знос зменшився на 4,3 %, а індекс втоми поверхні – на 17,9 %. Характеристики безпеки руху, такі як сход із рейок і бічна сила, у цих профілів показали найкращі характеристики порівняно з вихідним профілем. Результати будуть використані для підвищення терміну служби коліс і рейок і підвищення швидкості проходження транспортних засобів по криволінійних ділянках.

У статті [8] за допомогою різних контактних моделей проведено теоретичне оцінювання інтенсивності зносу бандажів колісних пар локомотивів з рухом у режимі тяги по сухих рейках із швидкістю 60 км/год у кривій 300 м. Інтенсивність зносу розраховували для нових профілів бандажа та рейки за умови двоточкового контакту. Інтенсивність зносу поверхні кочення бандажа дорівнює 10^{-6} мм/кДж, а гребеня $6,4 \cdot 10^{-6}$ мм/кДж. Ця робота дуже важлива для прогнозування зносу гребенів в експлуатації, але зазвичай ще потрібно

експериментально перевірити і подати «інтенсивність зносу» у прийнятій в експлуатації розмірності (мм/10 тис. км).

У роботі [9] наведено результати дослідження динамічних процесів взаємодії гребеня колеса та рейки, а також формування їх зносу у кривих ділянках колії. Ураховано нормальні та дотичні навантаження в зоні контакту гребеня колеса та рейки з їхнім поздовжнім і круговим взаємним ковзанням. Доведено доцільність застосування антифрикційних матеріалів для зниження зносу на контакті.

Але в роботі не досліджено вплив кутів набігу гребеня на рейку на формування зносу на їх контакті.

У роботі [10] наведено результати експериментальних досліджень щодо ефективності використання нової мастильної композиції, до складу якої входить індустріальна олива марки BioRail з додаванням наноматеріалу. Показано, що цей склад істотно збільшує зносостійкість пари тертя колесо–рейка, запобігає електрохімічній корозії і, головне, стабілізує коефіцієнт тертя на оптимальному рівні 0,25. Доведено, що змащування контакту гребінь–рейка лише частково вирішує проблему, але в цілому вона залишається, тому що долає лише наслідки, а не причини зносу.

За кордоном з успіхом розв'язують проблему зносу гребенів коліс через обладнання візків системами для радіального встановлення колісних пар у кривих (РУКП) [11]. Європейські держави (Австрія, Швейцарія, Італія, Норвегія та ін.) мають майже 50-річний досвід використання таких систем РУКП на ТЗ.

У роботі [12] зазначено, що в екіпажів із РУКП знизилася кути набігу гребенів коліс на рейки. Внаслідок цього зменшилися поздовжнє та поперечне ковзання коліс, напрямні сили та шум, утворення ковзунів. Зникли дефекти на поверхнях кочення коліс, уповільнився розвиток хвилеподібного зносу внутрішньої рейки у кривій, зменшився опір руху поїзда та схильність до

наповзання гребеня на рейку, що підвищило безпеку руху.

Завдяки РУКП періодичність переточування коліс вдалося довести до 500 тис. км пробігу, а в окремих випадках і до 700 тис. км, навіть на ділянках, де багато кривих малого радіуса.

У роботі [13] досліджено вплив чинника форми профілю колеса на взаємодію його з рейкою. Такий чинник змінює місце контакту між колесом і рейкою, а також форму плями контакту і впливає на динамічні характеристики ТЗ, а також знос і втому контактів. Оскільки контактний тиск між гребенем колеса і рейкою на кривій вище, ніж на прямій, це призводить до збільшення зносу та втоми коліс, підвищення шуму, погіршення комфорту їзди тощо.

У роботі [14] за допомогою моделювання досліджено залежність пробігу коліс зменшеного діаметра у візку У-25 від їхнього діаметра. Виявлено, що термін служби коліс із зменшенням діаметра нелінійно скорочується, а деградація колеса прискорюється. Як наслідок, скорочується інтервал перепрофілювання, тобто менші колеса проходять менші відстані, ніж більші.

У роботі [15] запропоновано варіант вирішення завдання підвищення ефективності технологічного процесу контролю встановлення колісних пар у візку з пружними повідцевими буксами. Завдання вирішено з використанням вимірювального обладнання на основі лазерних технологій і приймачів у вигляді фотоелементів, які розташовано на колісній парі. Перевагою пристрою є повна автоматизація процесу контролю та встановлення колісної пари у візку до номінального положення.

У роботі [16] наведено результати теоретичного дослідження механізму зношування коліс високошвидкісного поїзда за різних режимів гальмування.

У роботі [17] запропонована модель контакту колеса з рейкою для досліджень взаємодії залізничного ТЗ з колією, а в

роботі [18] розглянуто велику кількість моделей контакту рейки з колесом, у той час як у статті [19] автори порівнюють різні показники зносу коліс для кількісного його оцінювання. Проте перший не обговорює чисельні моделі для коліс зменшеного діаметра, а останній не застосовує до них відомі показники зносу.

Отже, проблему зносу на контактах коліс із рейками остаточно все ще не вирішено. Багато фахівців продовжують активно досліджувати процеси, які відбуваються на контактах коліс із рейками. Тому можна вважати, що завдання виявлення первинних причини зростання зносу гребенів коліс локомотивів і пропозиції з його зменшення є актуальним, бо дасть змогу покращити експлуатаційні характеристики РС залізниць.

Визначення мети та завдання дослідження. Виявлення первинних причин зростання зносу гребенів коліс локомотивів і пропозиції з його зменшення. Для досягнення мети потрібно вирішити такі завдання:

1. Дослідити зміни в параметрах і характеристиках колії, режимах експлуатації ТЗ і технологіях їх проектування і виробництва, які відбулися за період переходу від паровозної на тепловозну та електровозну тягу.

2. Узагальнено оцінити технічні наслідки від цих змін.

3. Запропонувати технічні рішення, які забезпечать поетапне розв'язання проблеми зносу на контактах коліс із рейками. На першому етапі – це зменшення зносу на контактах до рівня, який був за «щелепових» візків. Другий етап передбачає обладнання ТЗ системами для радіального встановлення колісних пар у кривих ділянках колії, щоб вийти на Європейський рівень зносу на контактах коліс із рейками.

Основна частина дослідження. Спробуємо визначити основну причину суттєвого зростання зносу гребенів коліс і бічних граней рейок на локомотивах, що почався приблизно 50 років тому. Для цього

проаналізуємо зміни, які відбулися на той час у стані колії, технології експлуатації ТЗ, будові їхніх екіпажів.

Зміни у стані, параметрах і характеристиках колії з середини минулого століття і до сьогодення були такими: ширину колії зменшено на 0,26 %, зазор між гребенем і бічною гранню рейки (за їхнього середньостатистичного зносу) зменшено на 10 %; масу погонного метра рейок збільшено на 14 %, сталь, із якої їх виготовляють, за твердістю і зносостійкістю залишилася майже на тому самому рівні. Дещо збільшилася протяжність колії із залізобетонними шпалами.

Тому можна вважати, що зміни колії не могли стати причиною суттєвого збільшення зносу гребенів коліс і бічних граней рейок.

Зміни у процесах експлуатації за цей час полягали у збільшенні сил, які діють від коліс на рейки, у межах 20–25 %, що збільшило роботу сил тертя на їхніх контактах і відповідно знос.

Відома також гіпотеза, що впровадження буксових підшипників кочення замість підшипників ковзання (рідка олива від яких нібито розбризкуванням змащувала контакти коліс із рейками) сприяло збільшенню зносу. Але не всі фахівці з цим погоджуються.

Тому можна вважати, що зміни в експлуатації не могли критично вплинути на збільшення зносу гребенів коліс і бічних граней рейок.

Зміни в будові ТЗ, зокрема параметрах і характеристиках їхніх екіпажів, почалися з 60-70 рр. минулого століття. Вони пов'язані, зокрема, із наданням колісній парі певної «свободи руху» відносно рами візка, яку створюють пружно-демпфуючі повідцеві зв'язки букс із рамою візка ТЗ.

На нашу думку, це є суттєвою відмінністю цих візків від «щелепових», де забезпечена була стабільність у розташуванні колісних пар у візку.

Хронологічно це співпадає з початком збільшення середнього питомого зносу

гребенів коліс локомотивів із 0,15 мм/10 тис. км пробігу до 1960 р. до 1 мм /10 тис. км у 1990 р., коли майже всі локомотиви вже було обладнано «повідцевими» візками. Водночас почали спостерігати стрімке зростання зносу бічних граней рейок.

Тому можна сформулювати гіпотезу: надання колісній парі певної «свободи руху» відносно рами візка, тобто можливості здійснювати з рухом не тільки штатні вертикальні переміщення, а перш за все кутові обертання у площині колії навколо вертикальної осі, стимулювало збільшення кутів набігу гребенів коліс на рейки. Саме це могло критично вплинути на зростання зносу бічних граней рейок і гребенів коліс ТЗ.

З наданням колісним парам «свободи руху» не враховано безцінний досвід, що був набутий зі створенням екіпажів паровозів, де висока точність і стабільність у розташуванні колісних пар відносно рами візка була збережена також і в експлуатації.

Жахливі наслідки від цього «неврахування» добре відомі [2-4].

Значна частина витрат на ремонти УЗ з експлуатацією ТЗ обумовлена процесами, що мають місце на контактах коліс із рейками, а саме зносом рейок і коліс по колу кочення (прокат), особливо їхніх гребенів.

Розв'язання проблеми підвищеного зносу на контактах коліс із рейками необхідно починати зі стабілізації розташування колісних пар відносно рам візків. Це значно менш коштовно, ніж величезні витрати на усунення інших, другорядних, причин підвищеного зносу на контактах коліс із рейками.

Наші пропозиції є такими. Для локомотивів, які мають візки з буксовим повідцевим зв'язком колісних пар із рамою, необхідні технічні рішення, які забезпечать стабілізацію розташування колісних пар у рамі візка. Також необхідно впровадити контроль за розташуванням колісних пар у візках.

У НТУ «ХПІ» розроблено ряд технічних пристроїв, які дають змогу це реалізувати (патенти України № 23416А, № 126802, № 154795).

Розв'язувати проблему зносу на контактні гребеня колеса з бічною гранню рейки пропонується здійснити у два етапи:

- по-перше, треба врахувати позитивний досвід використання «щелепових» візків і позбавити колісні пари можливості обертатися навколо вертикальної осі, що забезпечить пробіг ТЗ 200-300 тис. км до відновлення профілів коліс;

- по-друге, треба врахувати позитивний світовий досвід використання РУКП у кривих ділянках колії, що забезпечить пробіг ТЗ 500-700 тис. км до відновлення профілів коліс.

Для реалізації першого етапу достатньо провести модернізацію пружно-демпфуючих повідців, як показано на рисунку, де наведено візок, що містить раму 1, шворневий вузол 2 для зв'язку з кузовом ТЗ, опори 3 для установа кузова, підвіску 4, букси 5, колісні пари 6 та повідці 7. В отворах корпусу 8 повідця розташовано пружні втулки 9, 10, а посередині між ними розміщено шарові шарніри 11, 12, в отворах яких розміщено валики 13, 14. Валик 13 закріплено до рами 1, а валик 14 – до букси 5. З обох боків корпусу 8 встановлено торцеві амортизатори 15, які закріплено на валиках 13, 14.

Така конструкція пружного повідцевого зв'язку стабілізує розташування колісної пари 6 у рамі 1 візка в поздовжньому напрямку аналогічно щелеповому зв'язку, що виключає її кутові обертання навколо вертикальної осі. Це дуже важливо, оскільки не дає їй змогу під дією сил тертя коліс по рейках у кривих ділянках обертатися проти напрямку колії і збільшувати кут набігу гребеня на зовнішню рейку. Наслідком цього «стабілізування» буде зменшення зносу гребеня і бічної грані рейки до рівня, який був за «щелепових» візків ТЗ.

До речі, такі очікування мають підґрунтя, яке теоретично підтверджено і

викладено в роботі [2]. Від традиційного щелепового зв'язку така конструкція вигідно відрізняється тим, що до шарових шарнірів 11, 12 (на рисунках в, г), оливу для їх змащування додають лише зі збиранням і ремонтом візка.

Вона не витікає в довкілля і не забруднює його, що зменшує витрати в експлуатації порівняно зі штатними щелеповими візками, тому що виключено їх періодичне змащування.

Розрахунки складових повідця на міцність довели, що напруження згину в матеріалі найбільш навантаженого валика 12 на всіх режимах руху та з урахуванням динаміки не перевищують припустимих (187 МПа).

Пропонується конструкція повідців передбачає можливість заміни ними штатних повідців з ремонтом ТЗ.

Якщо динамічно-колійні випробування та перевірка в експлуатації доведуть ефективність використання таких повідців, то наступним кроком пропонується використання на візках їхньої удосконаленої конструкції, як показано на рисунку г.

У цьому повідці шарнір 11 зміщено до краю корпусу 1. Ці несиметричні повідці встановлюють на крайніх (першій і третій) колісних парах, що забезпечує їхнє радіальне самоустановлення у кривих ділянках колії, що позитивно буде позначено на зменшенні зносу гребенів коліс [6].

У пропонується повідцях зберігаються пружно-демпфуючі властивості. Розташування шарових шарнірів між пружними сайлентблоками захищає довкілля від витоків оливи, яка їх змащує, що вигідно відрізняється від штатного щелепового зв'язку.

Шарові шарніри можуть бути стандартними або виконані із сучасних метало-керамічних суперзносостійких матеріалів, щоб їх заміну здійснювали через 600 тис. км пробігу.

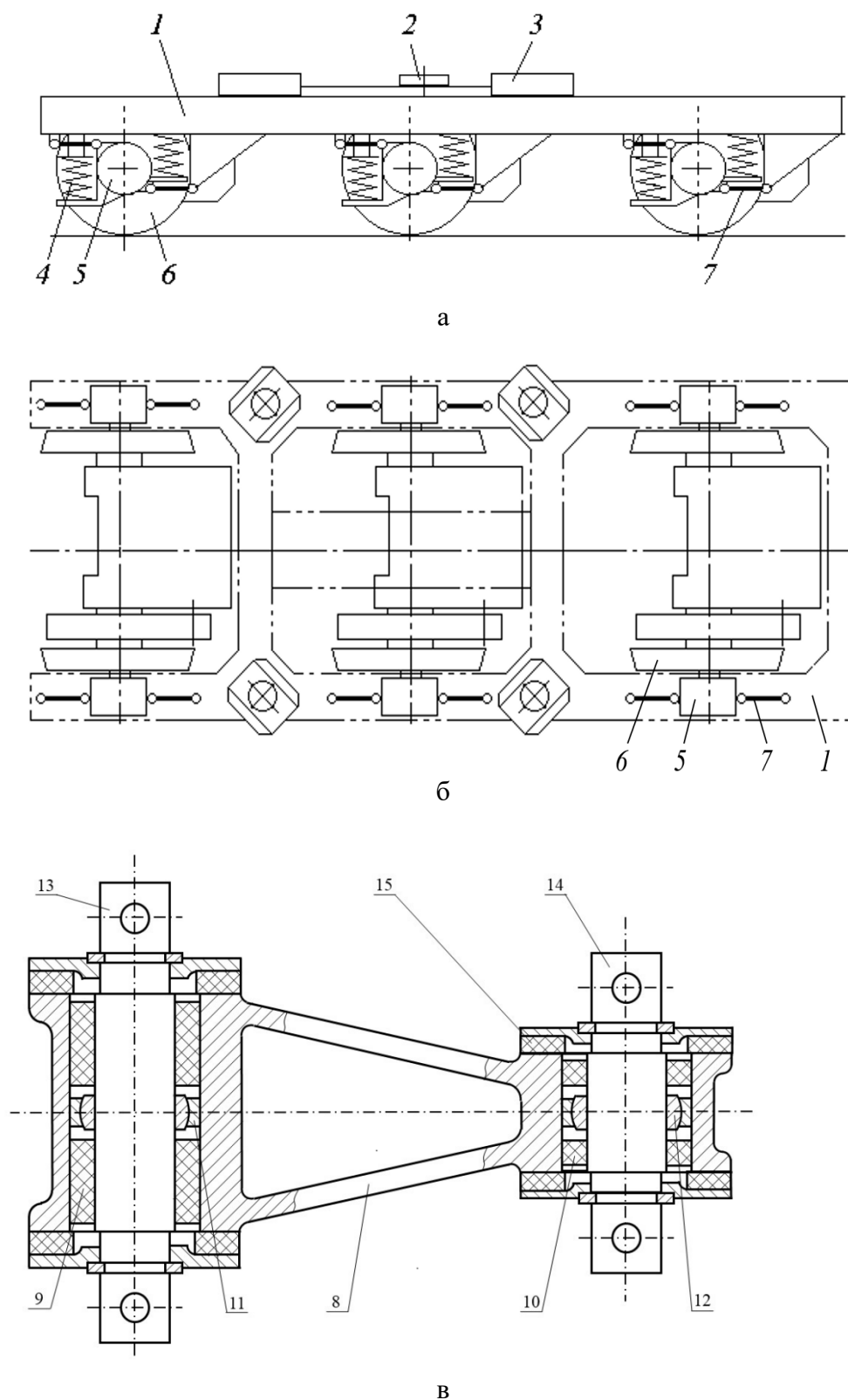
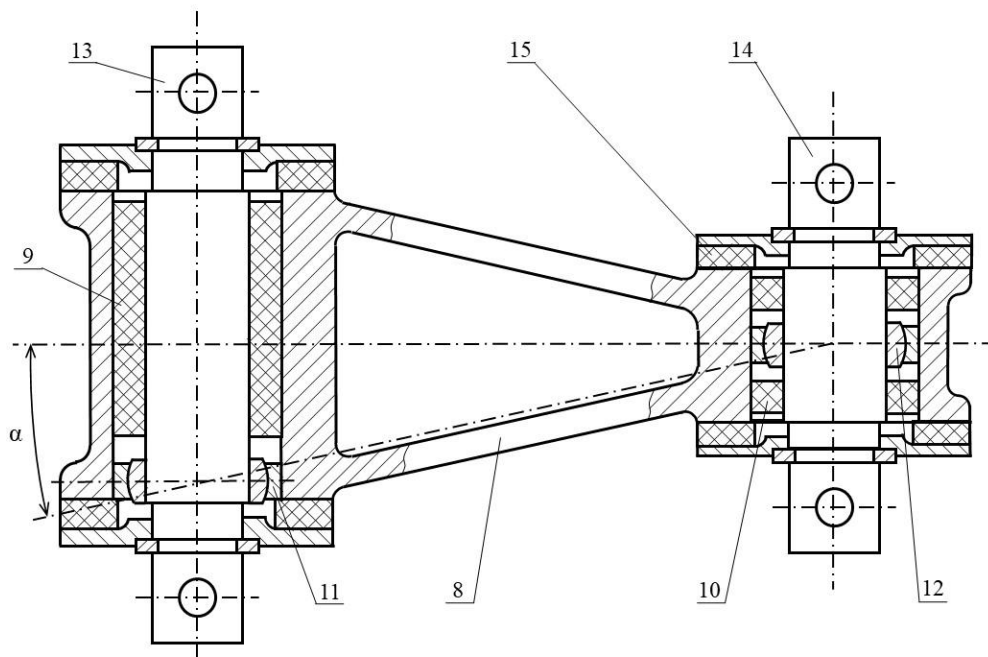


Рис. Схема візка із шаровими шарнірами в повідцях (початок):
а – вигляд збоку; б – вигляд зверху; в – повідець;



Г

Рис. Схема візка із сферичними шарнірами в повідцях (закінчення):

Г – повідець для радіального установаження крайніх колісних пар візка; 1 – рама; 2 – шворень; 3 – опори кузова; 4 – буксова підвіска; 5 – букси; 6 – колісні пари; 7 – повідці; 8 – корпус; 9, 10 – пружні втулки; 11, 12 – сферичні шарніри; 13, 14 – валики; 15 – торцевий амортизатор

Для обґрунтування наших пропозицій дослідимо залежність кута набігу гребеня на рейку від величини зазорів у шарнірах штатних повідців, який дорівнює куту повороту колісної пари у площині колії:

$$\varphi_{\text{в}} = (\Delta_{\text{ш } 1} + \Delta_{\text{ш } 2}) m_{\text{в}} / n_{\text{в}} \cdot d, \quad (1)$$

де $\Delta_{\text{ш } 1}, \Delta_{\text{ш } 2}$ – зазори між валиками повідця та його корпусом (як показано на рисунку в);

$d = 2,1$ м – відстань між серединами букс колісної пари;

$m_{\text{в}}$ – кількість зношених втулок у колісної пари;

$n_{\text{в}} = 2$, якщо зношено втулки в одного з повідців букси, $n_{\text{в}} = 1$, якщо зношено втулки в обох повідцях букси.

Товщина пружних втулок 9, 10, за кресленням, складає $\Delta_{\text{Г}} = 0,01$ м. Зі зносом однієї з втулок одного з повідців однієї

букси на 50 % товщини величина кута набігу складе

$$\varphi_{\text{в1}} = 0,005 \cdot 1 / 2 \cdot 2,1 = 0,0012 \text{ рад.}$$

Кут набігу гребеня колеса на рейку, отриманий шляхом геометричного вписування штатного тривісного візка у криву радіусом 350 м, складає $\varphi_{\text{вГ}} \sim 0,008$ рад. Сумарний кут набігу дорівнюватиме

$$\varphi_{\text{С}} = 0,008 + 0,0012 = 0,0091 \text{ рад,}$$

тобто збільшився на 15 %.

Зі зносом 50 % обох втулок повідця кут перекосу складе 0,0104 рад, тобто збільшився на 30 %. Критичним буде випадок, коли в колісної пари всі вісім втулок повідців будуть зношені на 50 %:

$$\varphi_{\text{С}} = (0,005 + 0,005) 8 / 1 \cdot 2,1 = 0,038 \text{ рад,}$$

$$\varphi_s = 0,008 + 0,038 = 0,046 \text{ рад,}$$

тобто кут набігу збільшився на 475 %!

Оцінимо величину кута набігу від дії сил тяги і тертя на контактах поверхонь кочення колеса із рейкою з рухом по кривій радіусом 350 м для випадку, коли пружні втулки повідців ще не мають зносу.

Зробимо це для передньої колісної пари переднього візка тепловоза 2ТЕ116. Жорсткість зв'язку букси з колісною парою в поздовжньому напрямку складає $K_{B\eta} = 8000 \text{ кН / м}$. Дотична сила тяги, яку реалізує одне колесо $F_{K1} = 43,3 \text{ кН}$; поздовжня складова сили тертя колеса по внутрішній рейці з вписуванням у криву $T_{111} = 8,41 \text{ кН}$, [2]. Поздовжнє переміщення букси

$$\Delta_{TK} = (Q_T + T_K) / K_{B\eta}. \quad (2)$$

$$\Delta_{TK} = \frac{(22 + 8,41)}{8000} = 0,0038 \text{ м.}$$

Кут набігу при цьому складе

$$\varphi_{TK} = 0,0308 / 2,1 = 0,0018 \text{ рад.}$$

Кут набігу гребеня колеса на рейку, отриманий шляхом геометричного вписування штатного тривісного візка у криву радіусом 350 м, складає $\varphi_v \sim 0,008 \text{ рад}$. Тобто сумарний кут набігу дорівнюватиме

$$\varphi_{SUM} = 0,008 + 0,0018 = 0,0098 \text{ рад.}$$

Відомо, що знос гребенів прямо пропорційний куту набігу, тож треба очікувати його відповідного збільшення [1, 2]. Отже, навіть з новими буксовими повідцями знос гребенів буде вищим на 23 %, ніж за жорсткого «щелепового» зв'язку.

Це можна вважати одним із підтверджень нашої гіпотези, що саме позбавлення колісних пар стабільного розташування в межах рами візка стало

причиною критичного зростання зносу гребенів коліс.

Хронологічне співпадіння цього «позбавлення» із практично повним переходом ТЗ УЗ на «повідцеві» візки можна вважати другим підтвердженням нашої гіпотези.

За позитивних результатів динаміко-колійних та експлуатаційних випробувань ТЗ із повідцями, які обладнано сферичними шарнірами, можна переходити до реалізації другого етапу розв'язання проблеми зносу гребенів коліс.

Для цього візки треба обладнати несиметричними пружно-демпфуючими повідцями, схему яких наведено на рисунку. Ці повідці встановлюють на крайні, тобто першу і третю колісні пари, що дасть змогу реалізувати їх радіальне встановлення у кривих ділянках колії та отримати подальше зменшення зносу гребенів коліс і бічних граней рейок [2].

Висновки. Визначено первопричину, яка призвела до збільшення зносу гребенів коліс локомотивів і бічних граней рейок порівняно з минулими роками, коли візки мали щелеповий зв'язок рам візків із колісними парами. Вона корелює із переходом на пружний повідцевий зв'язок рам візків із колісними парами, який надав їм певну свободу рухів у площині колії. Це спонукало їх обертатися проти напрямку колії з рухом по кривих ділянках під дією сил тертя коліс по рейках і відповідно збільшило кути набігу гребенів коліс на рейки. Наслідком цього стало пропорційне збільшення зносу на контактах гребенів коліс із бічними гранями рейок. Зі зносом 50 % усіх восьми втулок пружних повідців букси кут набігу, а отже, і знос гребенів коліс збільшується на 475 %, тобто критично.

Напрями розв'язання цієї проблеми ми бачимо у створенні конструкції пружного повідцевого зв'язку, який стабілізує розташування колісної пари в рамі візка в поздовжньому напрямку, що виключає також її кутові обертання навколо

вертикальної осі. Це не дає їй змогу обертатися проти напрямку колії під дією сил тертя коліс по рейках з рухом по кривих ділянках колії і виключає відповідне збільшення кутів набігу гребенів коліс на рейки. Наслідком цього буде зменшення зносу гребеня і бічної грані рейки, що дасть

реальну надію виходу на рівень, який був за «щелепових» візків ТЗ.

Для виходу на світовий рівень за зносом гребенів рекомендовано обладнати візки транспортних засобів системами для радіального установаження колісних пар у кривих ділянках колії.

Список використаних джерел

1. Хейман Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеей. Москва: Трансжелдориздат, 1957. 415 с.
2. Маслиев В. Г. Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес: монографія. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 288 с.
3. Богданов В. М., Козубенко И. Д., Ромен Ю. С. Техническое состояние вагона и износ гребней колес. *Железнодорожный транспорт*. 1998. №8. С. 23-26.
4. Dynamic interaction of rolling stock and track on high-speed lines combined with freight: monograph / V. Tkachenko, S. Sapronova, N. Braykovska, V. Tverdomed. Vinnytsia: NGO «European Scientific Platform», 2021. 240 p. ISBN 978-617-8037-58-1. DOI 10.36074/dvrsklshrsv-monograph. 2021.
5. Yu Sun, Wanming Zhai, Yunguang Ye, Liming Zhu, Yu Guo. (2020) A simplified model for solving wheel-rail non-Hertzian normal contact problem under the influence of yaw angle. *International Journal of Mechanical Sciences*. doi: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105554.
6. Маслиев В. Г. Особенности динамики рельсовых экипажей с устройствами для радиальной установки колесных пар в кривых. *Механіка та машинобудування*. Харків: ХДПУ, 1999. № 1. С. 161–165.
7. Song C.-Y., Cho, H.-Y. (2022). Multi-Objective Profile Design Optimization to Minimize Wear Damage and Surface Fatigue of City Train Wheel. *Appl. i.* 12. 3940. <https://doi.org/10.3390/app12083940>.
8. Цигановський І. Теоретична оцінка швидкості зношування бандажів колісних пар локомотивів. Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. *Тека. Комісія з автомобілебудування та енергетики у сільському господарстві*. 2014. Т. 14. № 1. С. 312–319.
9. Говоруха С. В., Макаров Ю. А. Дослідження бокового зношування рейок при їх механічній взаємодії з колесами ходової частини вагона на криволінійних ділянках колії. *Геотехнічна механіка*. 2017. Вип. 134. С. 125 – 140. <https://doi.org/10.15407/geotm2017.134.125>.
10. Композиція мастил для підвищення зносостійкості важко навантажених пар тертя / В. Косарчук, М. Чаусов, В. Твердомед та ін. *Транспортні системи і технології*. 2022. № 39. С. 30–40. DOI:10.32703/2617-9040-2022-39-4.
11. Cortesi A. (1998). Trucks from SLM with radial installation of wheel pairs at curves. *News of the world*. № 3. P. 40–45.
12. Rodríguez-Arana B., San Emeterio A., Alvarado U., Martínez-Esnaola J. M. & Nieto J. (2021). Prediction of Rolling Contact Fatigue Behavior in Rails Using Crack Initiation and Growth Models along with Multibody Simulations. *Applied Sciences*. 11(3). 1026. <https://doi.org/10.3390/app11031026>.
13. Pires A. C., Pacheco L. A., Dalvi I. L., Endlich C. S., Queiroz J. C., Antonioli F. A., Santos G. F. M. (2021). The influence of wear of railway wheels on reprofiling and service life. 477. 203799. [Google Scholar] [CrossRef]

14. Pellicer D. S. & Larrodé E. (2024). Theoretical Study of the Wear of a Reduced-Diameter Wheel for Freight Wagons, Based on Its Diameter. *Algorithms*. 17(10). 437. <https://doi.org/10.3390/a17100437>.
15. Пристрій для контролю установки колісних пар у візку: пат. № 154795; № у 2023 00293; заяв. 27.01.2023; опубл. 20.12.2023, Бюл. № 51.
16. Sang H., Zeng J., Wang Q., Huang C., Mu J., Qi Y., Kang W., Liang Y. (2024). Theoretical study of the wear mechanism of high-speed train wheels under different braking conditions. *Wear*. 540–541. [Google Scholar] [CrossRef].
17. Montenegro P.A., Calçada R. (2023). Wheel–rail contact model for railway vehicle – structure interaction applications: Development and validation. *Sci Railw. Eng*. 31. 181–206. [Google Scholar] [CrossRef].
18. Bosso N., Magelli M., Zampieri N. (2022). Simulation of wheel and rail profile wear: A review of numerical models. *Railw. Eng. Sci*. 30. 403–436. [Google Scholar] [CrossRef].
19. Pacheco P. A. d. P., Magell M., Lopes M. V., Correa P. H. A., Zampieri N., Bosso N., dos Santos A. A. (2024). The effectiveness of different wear indicators in quantifying wear on railway wheels of freight wagons. *Railw. Eng. Sci*. 32. 307–323. [Google Scholar] [CrossRef].

Маслієв Вячеслав Георгійович, доктор технічних наук, професор кафедри електричного транспорту та тепловозобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут».

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0003-4575-7077>. Тел.: 050 52 02 078 . E-mail: masliew@ukr.net.

Якунін Олександр Олександрович, аспірант кафедри електричного транспорту та тепловозобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». ORCID iD: <https://orcid.org/0009-0006-6398-5195>. Тел.: 0962376542. E-mail: AlexYakunin@ukr.net.

Masliev Vyacheslav Georgievich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Electric Transport and Diesel Locomotive Engineering of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute».

ORCID iD: <https://orcid.org/0000-0003-4575-7077>. Tel.: 050 52 02 078. E-mail: masliew@ukr.net.

Yakunin Oleksandr Oleksandrovich, Postgraduate Student of the Department of Electric Transport and Diesel Locomotive Engineering of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute».

ORCID iD: <https://orcid.org/0009-0006-6398-5195>. Tel.: 0962376542. E-mail: AlexYakunin@ukr.net.

Статтю прийнято 30.06.2025 р.