

# РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.027.5:625.143.03

А. М. АФАНАСОВ<sup>1\*</sup>, С. М. ГОЛІК<sup>2\*</sup>, С. Ю. БУРЯК<sup>3\*</sup>, О. Г. КРАВЧУНОВСЬКИЙ<sup>4\*</sup>,  
Є. Ф. ФЕДОРОВ<sup>5\*</sup>, О. О. ГОЛОЛОВА<sup>6\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Електричний рухомий склад залізниць», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (098) 313 37 10, ел. пошта afanasof@ukr.net, ORCID 0000-0003-4609-2361

<sup>2\*</sup>Каф. «Електричний рухомий склад залізниць», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +380 (056) 373 15 31, ел. пошта diit-ers@ukr.net, ORCID 0000-0002-7697-3832

<sup>3\*</sup>Каф. «Автоматика та телекомунікації», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта ser.buryak@gmail.com, ORCID 0000-0002-8251-785X

<sup>4\*</sup>Циклова комісія рухомого складу, Державний вищий навчальний заклад «Слов'янський коледж транспортної інфраструктури», вул. Гагаріна, 7, Слов'янськ, Донецька область, Україна, 84109, тел. +38 (095) 352 99 33, ел. пошта okravchunovskyi@slkti, ORCID 0000-0001-9817-4807

<sup>5\*</sup>Каф. «Технічна механіка», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 08, ел. пошта fedorov16071972@gmail.com, ORCID 0000-0002-2930-2796

<sup>6\*</sup>Каф. «Автоматика та телекомунікації», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта gololobova\_oksana@i.ua, ORCID 0000-0003-1857-8196

## Моделювання процесу зношування колісної пари локомотива та рейки під час буксування у кривій

**Мета.** У цій статті передбачено провести аналіз процесу зношування бандажів колісної пари локомотива та рейок у кривих ділянках рейкової колії з використанням формалізації показника зносу гребенів за цикл буксування колісної пари. **Методика.** У процесі розробки моделі зношування колісної пари локомотива було розглянуто явище буксування під час реалізації тягового моменту та визначено функції швидкості ковзання в точці контакту колеса з рейкою. На основі отриманих функцій запропоновано аналітичний вираз для визначення фактора зносу бандажів і гребенів. Для спрощення практичних розрахунків уведено поняття відносного показника зносу гребеня колісної пари й запропоновано аналітичний вираз для його визначення. **Результати.** Проведені дослідження показують, що буксування колісних пар локомотивів під час реалізації тягового моменту є одним із вирішальних факторів, який визначає знос гребенів. Істотного зниження результуючого ковзання гребеня під час буксування можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування пристроїв протибуксувального захисту. Також слід відзначити, що результуюче ковзання зменшується більшою мірою, ніж збільшується швидкодія протибуксувального захисту. **Наукова новизна.** У цьому дослідженні вперше запропоновано модель процесу зношування бандажів і гребенів колісних пар під час буксування локомотива у кривій, де фактор зносу гребеня колеса представлено у вигляді сумарної роботи сил тертя за цикл буксування. **Практична значимість.** Запропоновану аналітичну модель можна використовувати під час прогнозування ресурсу бандажів колісних пар локомотивів та в разі нормування мас поїздів на ділянках залізниці зі складним планом і профілем колії.

**Ключові слова:** моделювання; залізничний транспорт; локомотив; зношування; фактор зносу; буксування; колісна пара; гребень колісної пари; бандаж колісної пари; рейки; крива

### Вступ

Проблема підвищення довговічності бандажів локомотивів є однією з найактуальніших на залізничному транспорті. Сьогодні відомий цілий ряд методів підвищення довговічності бан-

дажів локомотивів, таких як змашування гребенів коліс та бокових граней рейок, зміцнення поверхні гребеня і круга кочення коліс, використання раціональних профілів коліс і рейок, застосування раціональних технологій відновлення профілю бандажа [2–4, 9, 10].

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Найбільший ефект можна отримати шляхом використання комплексу заходів, які поєднують найефективніші методи підвищення ресурсу бандажів. Такими методами є розробка і використання раціональних технологій обточування колісних пар, підвищення ефективності змащування гребенів і рейок, поліпшення зчіпних якостей локомотивів [2–6].

Традиційно зниження зчіпних якостей локомотивів та буксування колісних пар пов'язують зі зростанням прокату [5, 6, 7–10]. Результуюче ковзання поверхні кочення під час буксування збільшується порівняно з нормальними умовами в сотні разів. Не менш суттєвим у разі буксування є й ступінь збільшення ковзання гребеня. Оскільки в процесі буксування практично завжди бере участь пісок, який на порядок збільшує інтенсивність зносу, погіршення умов зчеплення у кривих може бути одним із визначальних факторів формування зносу гребенів.

### Мета

Основною метою цього дослідження є аналіз процесу зношування бандажів колісної пари локомотива та рейок у кривих ділянках із використанням формалізації показника зносу гребенів за цикл буксування колісної пари.

### Методика

Особливість зносу гребенів колісної пари під час буксування полягає передусім у нестаціонарності самого режиму буксування. Весь процес буксування в умовах експлуатації локомотива можна поділити на два етапи. На першому етапі за рахунок позитивного надмірного тягового моменту відбувається наростання швидкості ковзання колісної пари. На другому етапі відбувається зниження швидкості ковзання за рахунок зменшення тягового моменту або збільшення моменту зчеплення. У реальних умовах процес буксування може протікати за різних поєднань величин моментів тяги та зчеплення. На рис. 1 наведено характеристики цих моментів для випадку, коли буксування викликане початковим розбалансуванням тягового моменту  $M$  та моменту зчеплення  $M_{\text{цп}}$  і розвивається за умови незмінного стану характеристики зчеплення. Тут необхідно відзначити, що зазвичай у реальних умовах зниження мо-

менту зчеплення буває короткочасним і провокує буксування (розвантаження колісної пари, наїзд на масляну пляму), а подальший його розвиток визначає відмінність у жорсткості характеристик тяги та зчеплення. Однак аналіз процесу такого характеру вимагає наявності великої кількості вихідних умов і є предметом окремого дослідження.

Процеси буксування, які розвиваються за умови незмінного стану характеристики зчеплення, також трапляються під час експлуатації, вони більш прості для аналізу.

Щодо характеристик, які наведені на рис. 1, відзначимо, що зона пружного ковзання характеристики зчеплення не показана з метою спрощення рисунку. Таке спрощення не впливає на результат розв'язку задачі, яка полягає у визначенні показника зносу гребенів коліс під час буксування. Будемо вважати точку В вершиною характеристики зчеплення, а вертикальний відрізок ОВ – зоною пружного ковзання.

Припинення буксування можливе за рахунок збільшення моменту зчеплення або зниження тягового моменту [1, 5, 6, 9, 10]. Під час експлуатації застосовують обидва способи, у тому числі одночасно.

### Результати

Для нашого випадку будемо розглядати припинення буксування шляхом зниження тягового моменту за умови незмінного стану характеристики зчеплення. Такого зниження моменту можна досягти шляхом переходу на нижчу позицію контролера машиніста локомотива, якій буде відповідати характеристика  $M_2$  (див. рис. 1). У випадку переходу на характеристику  $M_2$  за швидкості ковзання  $v_{\text{скп}}$ , яка менша за  $v_{\text{скб}}$ , небалансний момент на колесі буде негативним і буксування припиниться в точці С характеристики  $M_2$ . Якщо ж швидкість ковзання буде більшою за  $v_{\text{скб}}$ , буксування не припиниться.

Для описання процесу розвитку буксування скористаємося диференціальним рівнянням для обертального руху:

$$M_1 - M_{\text{цп}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (1)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

де  $M_1$  – тяговий момент на колесі, який відповідає позиції контролера локомотива та залежить від суми швидкостей поступального руху  $v_0$  і ковзання  $v_{ск}$ ;  $M_{цп}$  – момент зчеплення, який залежить від швидкості ковзання  $v_{ск}$ ;  $J$  – приведений момент інерції колісно-моторного блока;  $w$  – кутова швидкість колеса;  $t$  – поточний час.

$$\text{Виконавши заміну } \frac{dw}{dt} = \frac{1}{R_k} \cdot \frac{dv_{ск}}{dt},$$

де  $R_k$  – радіус колеса, а  $v_{ск}$  – швидкість ковзання в контактні колеса з рейкою, отримаємо формулу (1) у більш зручній для аналізу вигляді:

$$M_1 - M_{цп} = \frac{J}{R_k} \cdot \frac{dv_{ск}}{dt}. \quad (2)$$

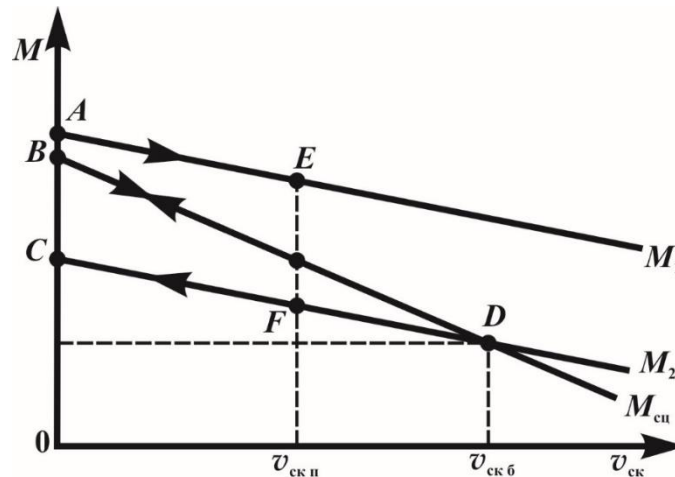


Рис. 1. Характеристики моментів тяги та зчеплення

Fig. 1. Characteristics of traction and grip torques

Найпростіший розв'язок рівняння (2) можна отримати в разі подання характеристик  $M_1$ ,  $M_2$  і  $M_{цп}$  у вигляді прямих ліній. У цьому випадку отримаємо такі рівняння залежності моментів від швидкостей ковзання:

$$M_1 = A - K_1 v_{ск}, \quad (3)$$

$$M_2 = C - K_2 v_{ск}, \quad (4)$$

$$M_{цп} = B - K_3 v_{ск}, \quad (5)$$

де  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  – відповідні кутові коефіцієнти прямих.

Підставивши вирази (3) і (5) в (1), після заміни  $J/R_k = J_R$  та перетворень отримаємо:

$$(A - B) + (K_3 - K_1) v_{ск} = J_R \frac{dv_{ск}}{dt}. \quad (6)$$

Загальний розв'язок цього диференціального рівняння отримаємо у вигляді:

$$\ln(A - B + (K_3 - K_1) v_{ск}) = \frac{K_3 - K_1}{J_R} t + C_1, \quad (7)$$

де  $C_1$  – постійна інтегрування.

Для початкових умов  $t = 0$ ,  $v_{ск}(0) = 0$  знайдемо  $C_1 = \ln(A - B)$ .

Тоді частинний розв'язок рівняння (1) буде таким:

$$v_{ск}(t) = \frac{A - B}{K_3 - K_1} \left( e^{\frac{K_3 - K_1}{J_R} t} - 1 \right). \quad (8)$$

Залежність  $v_{ск}(t)$  за взятих допущень є експоненціальною.

Процес припинення буксування можна описати аналогічним диференціальним рівнянням (1) виразом:

$$M_2 - M_{цп} = J \frac{dw}{dt}. \quad (9)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Підставивши у нього (4) та (5), отримаємо:

$$(C - B) + (K_3 - K_2)v_{\text{ск}} = J_R \frac{dv_{\text{ск}}}{dt}. \quad (10)$$

Загальний розв'язок цього диференціального рівняння:

$$\ln(C - B + (K_3 - K_2)v_{\text{ск}}) = \frac{K_3 - K_2}{J_R} t + C_2, \quad (11)$$

де  $C_2$  – постійна інтегрування.

Для початкових умов  $t = 0$ ,  $v_{\text{ск}}(0) = v_{\text{скп}}$  знайдемо:

$$C_2 = \ln(C - B + (K_3 - K_2)v_{\text{скп}}), \quad (12)$$

де  $v_{\text{скп}}$  – швидкість переходу на позицію, яка відповідає характеристиці  $M_2$ .

Після підстановки  $C_2$  в (11) та низки перетворень отримаємо частинний розв'язок рівняння (9):

$$v_{\text{ск}}(t) = \left( \frac{C - B}{K_3 - K_2} + v_{\text{скп}} \right) \times \left( e^{\frac{K_3 - K_2}{J_R} t} - \frac{1}{1 + \frac{K_3 - K_2}{C - B} v_{\text{скп}}} \right). \quad (13)$$

Неважко переконатись, що

$$\frac{C - B}{K_3 - K_2} = -v_{\text{скб}}, \quad (14)$$

де  $v_{\text{скб}}$  – швидкість ковзання в точці перетину характеристик  $M_2$  і  $M_{\text{ц}}$  (точка  $D$  на рис. 1).

Тоді після перетворень виразу (13) отримаємо:

$$v_{\text{ск}}(t) = v_{\text{скб}} - (v_{\text{скб}} - v_{\text{скп}}) e^{\frac{K_3 - K_2}{J_R} t}. \quad (15)$$

Із формули (15) видно, що за умовою  $v_{\text{скп}} > v_{\text{скб}}$  процес буксування розвивається (швидкість ковзання наростає).

Умова припинення буксування в разі переходу на нижчу позицію:

$$v_{\text{скп}} < v_{\text{скб}}. \quad (16)$$

Фактор зносу бандажів колісної пари [2] можна визначити як сумарну роботу сил тертя за цикл буксування. Під циклом буксування розумітимемо процес розвитку та припинення буксування по контуру  $AEFCA$  (див. рис. 1). Фактор зносу бандажів подамо у вигляді:

$$\Phi = \int_0^{t_1} \frac{M_{\text{цл}}}{R_k} v_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} \frac{M_{\text{цл}}}{R_k} v_{\text{ск2}} dt, \quad (17)$$

де  $v_{\text{ск1}}$ ,  $v_{\text{ск2}}$  – швидкості ковзання під час розвитку та припинення буксування відповідно;  $t_1$ ,  $t_2$  – тривалості процесів розвитку та припинення буксування відповідно.

Функції  $v_{\text{ск1}}$  і  $v_{\text{ск2}}$  визначено вище й описано формулами (8) і (13) відповідно.

Відзначимо, що швидкості ковзання поверхні кочення та гребеня не однакові, однак під час буксування колісної пари ця різниця у відсотковому відношенні незначна і нею, у нашому випадку, можна знехтувати. Самі залежності (8) і (13) отримано з допущення, що характеристики тяги і зчеплення лінійні. За необхідності цю задачу можна розв'язати для будь-яких інших характеристик числовими методами.

Час  $t_1$  залежить від чутливості датчика буксування, реакції машиніста або швидкодії системи автоматичного регулювання. Час  $t_2$  можна знайти з умови, що швидкість ковзання  $v_{\text{ск}} = 0$ , за формулою (15):

$$t_2 = \frac{J_R}{K_3 - K_2} \ln \left( \frac{v_{\text{скб}}}{v_{\text{скб}} - v_{\text{скп}}} \right). \quad (18)$$

Швидкість ковзання під час переходу  $v_{\text{скп}}$  можна знайти за формулою (8) з умови  $t = t_1$ .

Фактор зносу гребеня напрямного колеса під час буксування колісної пари у кривій є однією з двох складових загального фактора зносу бандажів  $\Phi$ :

$$\Phi = \Phi_k + \Phi_r, \quad (19)$$

де  $\Phi_k$  – фактор зносу поверхні кочення внутрішнього та зовнішнього коліс;  $\Phi_r$  – фактор зносу гребеня зовнішнього (направного) колеса.

Складові у виразі (19) є величинами, пропорційними відповідним моментам зчеплення,

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

які, у свою чергу, пропорційні нормальним умовам у контактах.

Частина моменту зчеплення, обумовлена тертям поверхонь кочення колісної пари:

$$M_{\text{счк}} = f_{\text{к}} P R_{\text{к}}, \quad (20)$$

де  $f_{\text{к}}$  – коефіцієнт тертя на поверхні кочення;  $P$  – навантаження від колісної пари на рейку.

Частина моменту зчеплення, яка обумовлена тертям гребеня зовнішнього колеса по боковій частині рейки:

$$M_{\text{счг}} = f_{\text{г}} N (R_{\text{к}} + h), \quad (21)$$

де  $f_{\text{г}}$  – коефіцієнт тертя гребеня по рейці;  $N$  – сила нормального тиску гребеня на рейку, пропорційна напрямному зусиллю;  $h$  – глибина точки контакту гребеня з рейкою,  $h \ll R_{\text{к}}$ .

Необхідно відзначити, що величини  $M_{\text{счк}}$  та  $M_{\text{счг}}$  залежні одна від одної. У разі суттєвого

забігання гребеня зовнішнього колеса у кривій за рахунок вертикальної складової сили тертя відбувається незначне розвантаження контакту поверхні кочення [1, 2].

З умови, що фактори зносу пропорційні моментам зчеплення, а  $h = 0$ , отримаємо частину фактора зносу, яка припадає на гребінь зовнішнього колеса:

$$\Phi_{\text{г}} = \Phi \frac{f_{\text{к}} N}{f_{\text{к}} P + f_{\text{г}} N}. \quad (22)$$

У випадку, якщо коефіцієнти тертя  $f_{\text{к}}$  та  $f_{\text{г}}$  рівні, формула (22) набуває вигляду:

$$\Phi_{\text{г}} = \Phi \frac{N}{P + N}. \quad (23)$$

На рис. 2 наведено криві, які якісно відображають характер зміни швидкості ковзання колеса під час циклу буксування.

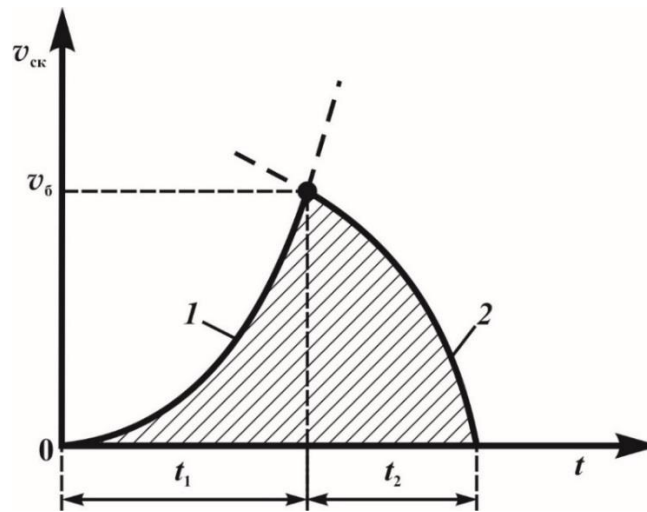


Рис. 2. Характер зміни швидкості ковзання

Fig. 2. The nature of the sliding speed change

Крива 1 характеризує зміну швидкості ковзання під час розвитку, а крива 2 – під час припинення буксування. Відповідно до формул (8) і (15) обидві криві – експоненти.

Площа фігури, обмеженої лініями 1, 2 та віссю часу (див. рис. 2), являє собою результуюче ковзання поверхні кочення або гребеня (вони під час буксування приблизно рівні), яке можна взяти як спрощений критерій оцінювання зносу. Тоді спрощений фактор зносу буде мати розмірність довжини й вигляд:

$$S_{\text{гб0}} = \int_0^{t_1} v_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} v_{\text{ск2}} dt. \quad (24)$$

На практиці найзручніше використовувати відносний показник зносу, який являє собою відношення результуючого ковзання гребеня під час буксування колісної пари до результуючого ковзання гребеня у кривій  $S_{\text{гн}}$  за нормальних умов реалізації сили тяги без буксування.

Останній показник можна знайти з виразу:

$$S_{\text{гн}} = \varepsilon_{\text{гн}} S_{\text{к}}, \quad (25)$$

де  $\varepsilon_{\text{гн}}$  – відносне ковзання гребеня, яке залежить від тягового зусилля, глибин контактування та кута набігання;  $S_{\text{к}}$  – довжина кривої.

Для загального випадку відносний показник зносу гребеня під час буксування можна виразити так:

$$\Phi_{\text{г}}^* = \frac{S_{\text{гб}}}{\varepsilon_{\text{гн}} \cdot S_{\text{к}}}. \quad (26)$$

У разі застосування піску значення  $\Phi_{\text{г}}^*$  за формулою (26) потрібно помножити на коефіцієнт, який враховує збільшення інтенсивності зносу гребеня через роботу контакту з піском.

Попередні розрахунки за формулою (26) показують, що буксування у кривій ділянці колії із середньою швидкістю ковзання 10 м/с протягом 5 секунд спричиняє до п'ятикратне збільшення результуючого ковзання гребеня порівняно з рухом на ділянці довжиною 500 м з нормальним відносним ковзанням, що становить 0,02. У разі застосування піску цей показник зростає на порядок. Таким чином, можна зробити висновок, що буксування колісних пар локомотивів є одним із вирішальних факторів, який визначає знос гребенів.

Аналіз характеру кривих на рис. 2 показує, що істотного зниження результуючого ковзання гребеня під час буксування можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування протибуксального захисту  $t_1$ . Відзначимо, що результуюче ковзання зменшується більшою мірою, ніж збільшується швидкодія захисту.

### Наукова новизна та практична значимість

Уперше запропоновано модель процесу зношування бандажів колісних пар під час буксування локомотива у кривій, у якій фактор зносу гребеня колеса подано у вигляді сумарної роботи сил тертя за цикл буксування.

Запропоновану модель можна використовувати під час прогнозування ресурсу бандажів колісних пар локомотивів та в разі нормування мас поїздів на ділянках зі складним планом і профілем колії.

### Висновки

1. Суттєве підвищення інтенсивності зносу гребенів колісних пар локомотивів на ділянках зі складним планом і профілем колії пов'язане не тільки зі зростанням кутів набігання колеса на рейку та напрямних зусиль, а й зі суттєвим погіршенням зчпних якостей локомотивів, яке є причиною частого буксування у кривих.

2. Проведений аналіз показав, що суттєвого зниження інтенсивності зносу гребенів колісних пар локомотивів у кривих можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування протибуксального захисту.

3. Значне зниження витрат на утримання тягового рухомого складу та собівартості залізничних перевезень можна отримати у випадку нормування мас поїздів з урахуванням протибуксальної стійкості локомотивів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Афанасов А. М., Голік С. М., Васильєв В. Є., Мунтян А. О. Моделювання фактора зношування гребенів колісних пар локомотивів з урахуванням умов зчеплення. *Теорія і практика металургії*. 2021. № 3 (128). С. 21–25. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2021.03>
- Блохін Є. П., Коротенко М. Л., Буров В. С. *Динаміка електричного рухомого складу*. Дніпропетровськ : ДНУЗТ, 2002. 138 с.
- Блохін Є. П., Данович В. Д., Коротенко М. Л. Влияние поперечного зазора в рельсовой колее на износ гребней колесных пар грузовых вагонов в кривых. *Залізничний транспорт України*. 1997. № 2–3. С. 9–12.
- Рибкін В. В., Настечик М. П., Арбузов М. А., Каленик К. Л., Макаров Ю. О., Маркуль Р. В. Дослідження впливу параметрів улаштування колії на інтенсивність бічного зношення головки рейки в кривих ділянках. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту*. 2013. Вип. 34. С. 155–162.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

5. Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В. *Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним* : монографія. Publishing House «European Scientific Platform», 2021. 240 с. DOI: <https://doi.org/10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021>
6. He J., Zuo X., Zhang C., Mao S., He Y. Anti-slip control based on optimal slip ratio for heavy-haul locomotives. *The Journal of Engineering*. 2019. Vol. 2019. Iss. 23. P. 9069–9074. DOI: <https://doi.org/10.1049/joe.2018.9187>
7. Klimenko I., Kalivoda J., Neduzha L. Influence of Parameters of Electric Locomotive on its Critical Speed. *Transportation Science and Technology*. 2020. P. 531–540. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5\\_56](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_56)
8. Tatarinova V. A., Kalivoda J., Neduzha L. O. Research of locomotive mechanics behavior. *Science and Transport Progress*. 2018. № 5 (77). P. 104–114. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/148026>
9. Van De Merwe C. V., Le Roux J. D. Model-Based Estimation of Wheel Slip in Locomotives. *2022 European Control Conference – ECC 2022 : Proc. of the European Control Conference (London, 12–15 July 2022)*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. London, 2022. P. 2124–2129. DOI: <https://doi.org/10.23919/ecc55457.2022.9838075>
10. Yang Y., Zhang M., Wang K., Li Y. Research on Wear of Locomotive Wheel Considering Traction. *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (Gothenburg, 12–16 August 2019)*. Springer Nature, 2020. P. 837–845. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9\\_97](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_97)

A. M. AFANASOV<sup>1\*</sup>, S. M. HOLIK<sup>2\*</sup>, S. Y. BURIK<sup>3\*</sup>, O. H. KRAVCHUNOVSKIY<sup>4\*</sup>,  
Y. F. FEDOROV<sup>5\*</sup>, O. O. GOLOLOBOVA<sup>6\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Electric rolling stock», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (098) 313 37 10, e-mail [afanasof@ukr.net](mailto:afanasof@ukr.net), ORCID 0000-0003-4609-2361

<sup>2\*</sup>Dep. «Electric rolling stock», Ukrainian State University of Science and Technologies Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +380 (056) 373 15 31, e-mail [diit-ers@ukr.net](mailto:diit-ers@ukr.net), ORCID 0000-0002-7697-3832

<sup>3\*</sup>Dep. «Automatics and Telecommunications», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail [ser.buryak@gmail.com](mailto:ser.buryak@gmail.com), ORCID 0000-0002-8251-785X

<sup>4\*</sup>Cyclic commission of rolling stock, Slavyanskiy College Transport Infrastructure, Gagarin St., 7, Sloviansk, Donetsk region, 84109, tel. +38 (095) 352 99 33, e-mail [okravchunovskiy@slkti](mailto:okravchunovskiy@slkti), ORCID 0000-0001-9817-4807

<sup>5\*</sup>Dep. «Technical mechanics», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 08, e-mail [fedorov16071972@gmail.com](mailto:fedorov16071972@gmail.com), ORCID 0000-0002-2930-2796

<sup>6\*</sup>Dep. «Automatics and Telecommunications», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail [gololobova\\_oksana@i.ua](mailto:gololobova_oksana@i.ua), ORCID 0000-0003-1857-8196

## Modeling of the Wear Process of a Locomotive Wheelset and Rail During Sliding in a Curve

**Purpose.** This article is aimed at analyzing the wear process of locomotive wheelset and rail bands in curved sections of the rail track using the formalization of the ridge wear indicator for the wheelset slippage cycle. **Methodology.** In the process of developing a model for the wear of a locomotive wheelset, the phenomenon of slippage during the realization of traction torque was considered and the sliding speed functions at the point of contact between the wheel and the rail were determined. On the basis of the obtained functions, an analytical expression for determining the wear factor of the rims and ridges is proposed. To simplify practical calculations, the concept of the relative wear rate of the wheel ridge is introduced and an analytical expression for its determination is proposed. **Findings.** Our studies show that the slippage of locomotive wheelsets during the realization of traction torque is one of the decisive factors that determines the wear of the ridges. A significant reduction in the resulting ridge slip during slippage can be achieved by reducing the response time of anti-skid devices. It should also be noted that the resulting slip decreases to a greater extent than the speed of the snowplow protection increases. **Originality.** In this study, for the first time, a model of the wear process of wheel set tires and rims during locomotive slippage is proposed in a curve, where the wheel rim wear factor is represented as the total work of friction forces per slippage cycle. **Practical value.** The proposed analytical model can be used to predict the service life of locomotive wheel sets and to standardize train weights on railroad sections with a complex track plan and profile.

**Keywords:** modeling; railroad transport; locomotive; wear; wear factor; slippage; wheelset; wheelset ridge; wheelset band; rails; curve

## REFERENCES

1. Afanasov, A. M., Holik, S. M., Vasilyev, V. Ye., & Muntian, A. O. (2021). Modeling of wear factor of locomotive wheel flange taking into account the traction conditions. *THEORY AND PRACTICE*, 3, 21-25. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2021.03> (in Ukrainian)
2. Blokhin, E. P., Danovich, V. D., & Korotenko M. L. (1997). Vliyanie poperechnogo zazora v relsovoy kolee na iznos grebney kolesnyih par gruzovyih vagonov v krivyih. *Zaliznychnyi transport Ukrainy*, 2-3, 9-12.
3. Blokhin, Ye. P., Korotenko, M. L., & Burov, V. S. (2002). *Dynamika elektrychnoho rukhomoho skladu*. Dnipropetrovsk: DNUZT. (in Ukrainian)
4. Rybkin, V. V., Nastechyk, M. P., Arbuzov, A. M., Kalenyk, K. L., Makarov, Yu. O., & Markul, R. V. (2013). Research of Influence of Parameters of Device of Way on Intensity of Lateral Wear of Railhead in the Crooked Areas. *Zbirnyk naukovykh prats Donetskoho instytutu zalizny-chnoho transport, 34*, 155-162. (in Ukrainian)
5. Tkachenko, V., Sapronova, S., Braikovska, N., & Tverdomed, V. (2021). *Dynamic interaction of rolling stock and track on lines of speed motion combined with freight*. Publishing House «European Scientific Platform». DOI: <https://doi.org/10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021> (in Ukrainian)
6. He, J., Zuo, X., Zhang, C., Mao, S., & He, Y. (2019). Anti-slip control based on optimal slip ratio for heavy-haul locomotives. *The Journal of Engineering*, 2019(23), 9069-9074. DOI: <https://doi.org/10.1049/joe.2018.9187> (in English)
7. Klimenko, I., Kalivoda, J., & Neduzha, L. (2020). Influence of Parameters of Electric Locomotive on its Critical Speed. *Transportation Science and Technology*, 531-540. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5\\_56](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_56) (in English)
8. Tatarinova, V. A., Kalivoda, J., & Neduzha, L. O. (2018). Research of Locomotive Mechanics Behavior. *Science and Transport Progress*, 5(77), 104-114. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/148026> (in English)
9. Van De Merwe, C. V. & Le Roux, J. D. (2022). Model-Based Estimation of Wheel Slip in Locomotives. In *2022 European Control Conference- ECC 2022: Proc. of the European Control Conference* (pp. 2124–2129). Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. London. DOI: <https://doi.org/10.23919/ECC55457.2022.9838075> (in English)
10. Yang, Y., Zhang, M., Wang, K., & Li, Y. (2020). Research on Wear of Locomotive Wheel Considering Traction. In *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (pp. 837–845). DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9\\_97](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_97) (in English)

Надійшла до редколегії: 18.11.2022

Прийнята до друку: 20.03.2023