



УДК 629.463.017/.018

ВПЛИВ РЕЖИМУ ГАЛЬМУВАННЯ НА ЗНОС КОЛІС ТА СТІЙКІСТЬ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Швець А. О., ст. лаборант каф. «Теоретична та будівельна механіка», Болотов О. М., с.н.с. ГНДЛ ДМРС, Сапарова Л. С., с.н.с. ГНДЛ ДМРС Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені акад. В. А. Лазаряна, м. Дніпро, Україна

У статті викладено результати динамічних (ходових) випробування поїзда, що складався з порожніх та завантажених вагонів, в рамках комплексних випробувань вагонів й залізничної колії. Мета досліджень полягала в аналізі експериментальних досліджень впливу режиму гальмування на знос та стійкість піввагонів. Описано експериментальні дослідження фактору зносу коліс та коефіцієнту запасу стійкості від сходу коліс з рейок вантажного рухомого складу. Досліджено вплив режимів гальмування та режиму тяги на означені показники.

Ключові слова: горизонтальні поперечні сили, динамічні ходові випробування, знос гребнів коліс, коефіцієнт стійкості, пневматичне гальмування, рекуперативне гальмування, фактор зносу.

В останні роки внаслідок інтеграції України в міжнародний економічний простір спостерігається збільшення потреби у здійсненні перевезень, у тому числі й по залізницях. Щоб задовольнити зростаючий попит, а також підняти привабливість створених транспортних коридорів, включаючи транзитні, що проходять по території країни, необхідно підвищувати продуктивність перевізного процесу високоефективними методами, здійснюваного по залізничній мережі, враховуючи при

цьому необхідний рівень економіки галузі в цілому [1].

Експлуатація морально застарілого рухомого складу з низькими динамічними властивостями, частка якого на мережі залізниць досягає близько 90% (рис. 1), є однією з причин недостатнього рівня безпеки руху поїздів та високих експлуатаційних витрат, обумовлених збільшенням витрат на ремонтні роботи, а також підвищеним споживанням енергії на тягу поїздів. У свою чергу пред'являються нові вимоги, які ведуть до збільшення рівня сил динамічної взаємодії рухомого складу й колії, що в умовах значного зносу екіпажної частини рухомого складу минулого покоління є неприпустимим [1-3].

Загальнодержавна програма адаптації законодавства України до законодавства Ради Європи, затверджена Законом України №1629-IV від 18.03.2004, визначає нормативну базу, що регулює діяльність залізничного транспорту пріоритетним напрямком адаптації. При цьому однією із найбільш важливих проблем є проблема забезпечення безпеки руху та оновлення рухомого складу Укрзалізниці. Тому, постановою Кабінету Міністрів України від 30 грудня 2015 р. №1194 було затверджено «Технічний регламент безпеки рухомого складу залізничного транспорту», який визначає основні вимоги до рухомого складу, що виготовляється та модернізується, а також до його складових і запасних частин під час проектування, виробництва, монтажу, налагодження, введення в експлуатацію, експлуатації, ремонту.

На даний час, набуває актуальності введення в Україні технічних регламентів залізничного транспорту, міждержавних й міжнародних стандартів з вимогами безпеки до рухомого складу та інфраструктури і оцінки відповідності з метою активної участі в міжнародних перевезеннях і збереження транзитного потенціалу держави. В цей же час, стан вантажного рухомого складу потребує великого об'єму робіт з оновлення парку вантажних вагонів України. Надзвичайно важливо зупинити тенденцію зменшення кількості вантажних вагонів та локомотивів і почати збільшувати робочий парк. Парк вантажних вагонів планується оновити за рахунок майже 9 тис. одиниць рухомого складу у рамках Програми оновлення рухомого складу до 2021 року [3-6].

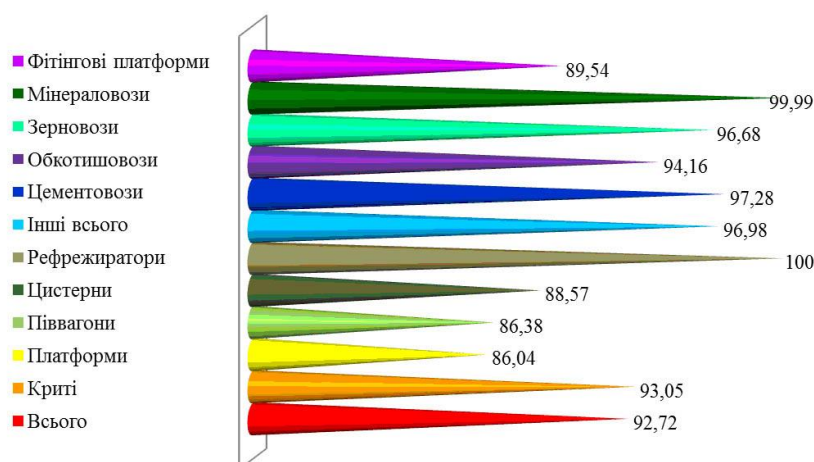


Рис. 1. Знос парку вантажних вагонів

Крім того, на залізничному транспорті дуже гостро стоїть проблема інтенсивного зносу бічної поверхні катання та гребнів коліс. Очевидно, що ці та інші задачі можливо реалізувати тільки на основі інноваційних технічних рішень, технологій, наукових досліджень, конструкторських розробок, на які орієнтована залізнична галузь України у перспективі. На знос впливають велика кількість різних факторів, але в даній статті розглядається вплив лише деяких з них [7-10].

При русі вагона в складі поїзда по кривих ділянках колії, на сили взаємодії коліс з рейками безпосередній вплив здійснюють поперечні сили (рис. 2, 3), які виникають від дії поздовжніх сил в автозчепленнях вагона у режимах тяги на затяжних ухилах та при гальмуваннях, особливо рекуперативних. Вагон, рухаючись в кривій, під дією поздовжніх сил в автозчепленнях може зайняти різне положення відносно осі колії, що в значній мірі визначить величини бічних горизонтальних сил взаємодії та сили тертя коліс з рейками [11, 12]. У режимі гальмування стискаючи сили можуть сприяти розташуванню вагонів в колії «ялинкою», що призводить до збільшення кутів набігання коліс на рейки [7-9].

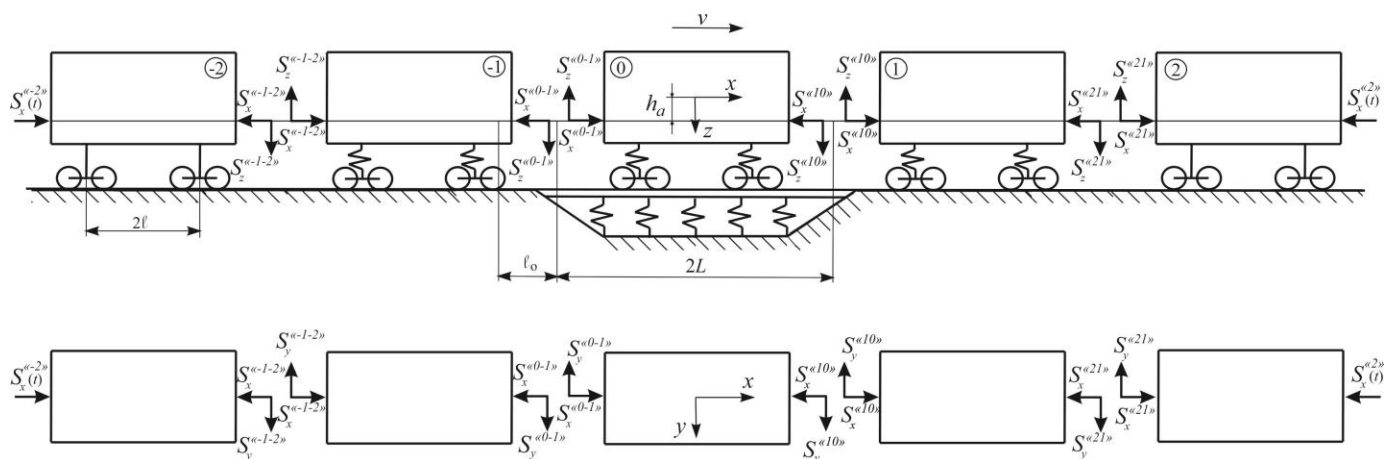


Рис. 2. Сили, які виникають від дії поздовжніх сил в автозчепленнях вагонів

На рис. 3 зображений вагон та додані до нього сили з боку вагонів, що знаходяться спереду й ззаду по ходу руху поїзда.

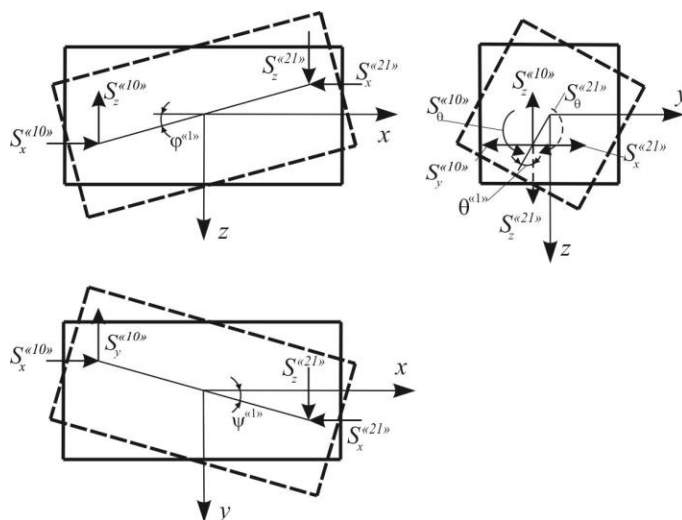


Рис. 3. Вагон та додані до нього сили з боку сусідніх вагонів

До того ж, найбільша кількість сходів відбувається при малих швидкостях руху, при середніх швидкостях кількість сходів знижується, а при швидкостях близьких до гранично допустимих значень – в кривих знову зростає. Це може бути пояснено такими міркуваннями: при малих швидкостях руху гальмівна сила, що діє на вагон, велика; при швидкостях близьких до граничних величин гальмівна сила істотно зменшується, але величина коефіцієнта вертикальної динаміки наближається до максимально допустимого значення. Через несинхронне спрацьовування розподільників повітря сусідніх вагонів при малих швидкостях руху, виникають великі поздовжні квазістаціонарні сили, що діють на вагон, які за інших сприятливих факторів здатні привести до його вижимання. При великих швидкостях руху гальмівні сили знижуються майже в 2 рази, тому ризик вижимання вагонів від дії поздовжніх сил знижується. Одночасно з цим, великі значення коефіцієнта вертикальної динаміки можуть привести до значного обезвантаження набігаючого колеса та сходу навіть при не великих величинах поздовжніх сил. З цього випливає, що при визначенні умов стійкості вагонів від вижимання їх поздовжніми силами слід враховувати динаміку вагона при різних режимах гальмувань [13-15].

Як відомо, особливу небезпеку становлять випадки застосування рекуперативного гальмування, при якому виникають великі поздовжні сили, для збірного складу з завантаженими та порожніми вагонами при розташуванні порожніх вагонів в голові потягу. У порожньому вагоні виникають рамні сили, а, отже, і направляючі сили, менші за абсолютними значеннями, ніж в завантаженому вагоні. Однак в порожньому вагоні мають місце великі за абсолютною величиною кути виляння візка відносно кузова, а значить і кути набігання коліс на рейки. Для оцінки впливу параметрів рейкової колії та ходових частин рухомого складу на знос часто використовують фактор зносу рейок і гребнів коліс. Інтенсивність зносу бічної грані рейки визначається виразом [16]:

$$\Phi = \frac{f \cdot N \cdot W}{G}, \quad (1)$$

Φ – фактор зносу; f – коефіцієнт тертя; N – нормальний тиск в точці контакту гребня набігаючого колеса та рейки; W – відносне ковзання гребня колеса по рейці; G – площа контакту гребня колеса й рейки.

Для оцінки зносу коліс та рейок в [17] фактор зносу визначений як характеристика, що дорівнює добутку спрямовуючої сили на кут набігання колеса на рейку. Направляюча сила H_n обчислюється як сума рамної сили та сил тертя на обох колесах колісної пари, тобто:

$$H_n = H + 2f_t \cdot P_{ст}, \quad (2)$$

де f_t – коефіцієнт тертя, прийнятий рівним 0,25; $P_{ст}$ – статичний тиск колеса на



рейку, кН; кут набігання ψ можемо оцінити, віднявши від повного кута повороту візка відносно кузова – кут повороту візка в хордовому положенні, тобто:

$$\psi = \psi_{\text{вер}} - \ell / R, \quad (3)$$

де ℓ – половина бази кузова вагона, м.

Фактор зносу дорівнює:

$$F = H_{\text{н}} \cdot \psi, \quad (4)$$

Як відомо, передні колеса візків при русі у кривих й на прямих ділянках колії набігають гребнями на бокові грані головок рейок. Кут набігання може доходити до 0,01 рад й навіть більше (у крутих кривих). Якщо горизонтальна сила динамічного тиску колеса на головку рейки велика, а вертикальна мала (наприклад, під дією розвантаження при коливаннях кузова вагона), тоді гребінь колеса не буде ковзати по голівці рейки. Миттєвий центр обертання переміститься у точку контакту гребня та головки рейки й при подальшому русі гребінь накотиться на головку рейки, що з великою ймовірністю може призвести до сходу вагона. Експериментальна перевірка стійкості від сходу колеса з рейки (за умовою вкочування) виконується за результатами ходових динамічних випробувань вагонів відповідно до [18-20]:

$$K_{\text{ст}} = \frac{\text{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \beta} \cdot \frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{б}}} \geq [K_{\text{ст}}], \quad (5)$$

де β – кут нахилу поверхні гребня колеса з горизонталлю;

μ – коефіцієнт тертя поверхонь коліс й рейок;

$P_{\text{в}}$ – вертикальне навантаження від набігаючого колеса на рейку;

$P_{\text{б}}$ – бокове зусилля взаємодії гребня набігаючого колеса та головки рейки.

Для першого розрахункового випадку (5) для визначення стійкості колеса проти сходу з рейки має остаточний вигляд:

$$K_{\text{ст}} = \frac{\text{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \beta} \cdot \frac{2Q_{\text{ш}}^{\text{ст}} \cdot \left[\frac{b-a_2}{\ell} \cdot (1 - \bar{K}_{\text{двл}}) - \frac{b}{\ell} \bar{K}_{\text{дбк}} \right] + \bar{H}_{\text{р}} \cdot \frac{r}{\ell} + q_{\text{кп}}^{\text{н}} \frac{b-a_2}{\ell}}{\bar{H}_{\text{р}} + \mu \cdot \left\{ 2Q_{\text{ш}}^{\text{ст}} \cdot \left[\frac{b-a_1}{\ell} \cdot (1 - \bar{K}_{\text{двл}}) + \frac{b}{\ell} \bar{K}_{\text{дбк}} \right] - \bar{H}_{\text{р}} \cdot \frac{r}{\ell} + q_{\text{кп}}^{\text{н}} \frac{b-a_1}{\ell} \right\}} \geq [K_{\text{ст}}], \quad (6)$$

де $Q_{\text{ш}}^{\text{ст}}$ – сила тяжіння обресорених частин вагона, діюча на шийку осі колісної пари;

$q_{\text{кп}}^{\text{н}}$ – сила тяжіння необресорених частин на колісну пару;

$\bar{K}_{\text{двл}}$ – розрахункове значення коефіцієнта вертикальної динаміки екіпажу;

$\bar{K}_{\text{дбк}}$ – розрахункове значення коефіцієнта динаміки бокової качки;

$\bar{H}_{\text{р}}$ – розрахункове середнє значення рамної сили;

$2b$ – відстань між серединами шийок осі;

ℓ – розрахункова відстань між середніми точками контакту коліс з рейками;

$a_{1,2}$ – відстань від точок контакту до середини шийок;

r – радіус середньо зношеного колеса.

Для другого розрахункового випадку («вижимання») коефіцієнт запасу стійкості колісної пари $K_{\text{ст}}$ під дією повздовжніх стискаючих квазістатичних сил N , визначається як [18, 19]:

$$K_{\text{ст}} = \frac{\text{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \text{tg} \beta} \cdot \frac{P_{\text{т}} + \gamma N \cdot \left[\frac{\delta \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \frac{h_{\text{п}}}{h_a} \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{h_a}{S}}{\mu P_{\text{т}} + 2\gamma N \cdot \left\{ \left[\frac{\delta \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \cdot \left(1 - \mu \frac{h_a}{2S} \right) \pm \mu \alpha \frac{L_c}{R} \cdot \frac{h_a - h_{\text{п}}}{2S} \right\}} \geq [K_{\text{ст}}], \quad (7)$$

де $P_{\text{т}}$ – вертикальне навантаження від візка на колію;

γ, α – коефіцієнти перекосу;

N – розрахункові повздовжні стискаючі сили, що діють на пристрої автозчеплення вагона. Оскільки процес «вижимання» є відносно тривалим, до розрахунку враховуються довгостроково діючі квазістатичні сили;

2δ – сумарний поперечний розбіг рами кузова вагона щодо осі колії у спрямовуючому перетині (по шворню);

$2\ell, 2L, 2L_c$ – база вагона, відстань між упорними плитами автозчеплень, довжина вагона по осях зчеплення автозчеплень відповідно;

a – довжина корпусу автозчеплення від осі зчеплення до кінця хвостової частини;

$h_{\text{п}}, h_a$ – висоти робочої площини п'ятників та осі автозчеплень над рівнем головок рейок відповідно;

$2S$ – відстань між колами кочення коліс;

R – радіус кривої;

Δh – різниця рівнів осей автозчеплень в з'єднанні двох вагонів.

У формулі (7) для другого розрахункового випадку верхні знаки відповідають 1-ому по ходу вагона візку, а нижні – 2-ому. Вертикальне навантаження від візка на колію визначається з урахуванням його обезвантаження під дією поздовжньої сили, викликаной різницею висот осей автозчеплень досліджуваного та сусіднього вагонів. Допустиме значення коефіцієнта стійкості проти сходу з рейок при вижиманні для порожнього стану вагона дорівнює $[K_{\text{ст}}]=1,2$ [18, 19].

ГНДЛ ДМРС ДНУЗТ ім. акад. В. А. Лазаряна були проведені динамічні (ходові) випробування поїзда, що складався з порожніх та завантажених вагонів, в рамках комплексних випробувань вагонів й залізничної колії у вузькому діапазоні швидкостей 42-56 км/год. Було зроблено необхідну кількість дослідних поїздок і записано велику кількість динамічних процесів, які характеризують динаміку поїзда в цілому та кожного вагона – завантаженого і порожнього – окремо в різних режимах:

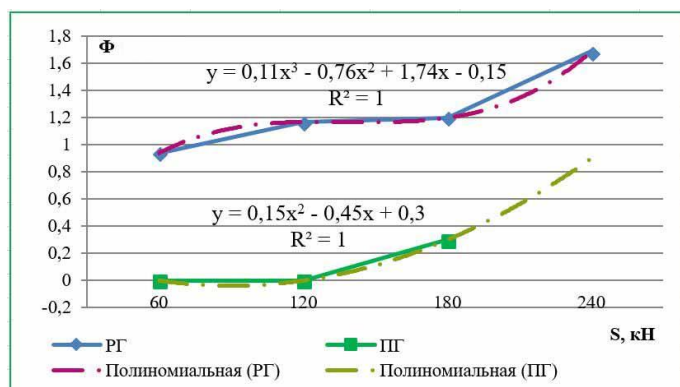
рекуперативного гальмування, пневматичного гальмування, спільно рекуперативного та пневматичного гальмування, тяговому режимі і на вибігу – при експлуатаційних швидкостях руху. Обробка результатів випробувань, дозволила оцінити рівень сил та переміщень, обчислити коефіцієнти стійкості від сходу з рейок, розрахувати фактор зносу в різних режимах при різному рівні поздовжніх сил та зробити відповідні висновки [17].

На підставі проведеної обробки результатів випробувань встановлено, що найбільші заміряні значення поздовжньої стискаючої сили в режимі рекуперативного гальмування досягали 270 кН, а найбільші значення поздовжньої розтягуючої сили в режимі тяги досягали 540 кН. Кути виляння візків відносно кузова в завантаженому вагоні мало залежать від режиму гальмування, а в порожньому вагоні вони більше при рекуперативному гальмуванні. Крім того, на підставі проведеного аналізу було встановлено, що в кривих радіусом 500 м і більше не спостерігається істотної відмінності від результатів, отриманих на прямих ділянках колії. Тому було проведено зіставлення результатів, отриманих на прямих та кривих малого радіусу 300-400 м. Результати, отримані під час руху вагонів по лівим й правим кривим, також були об'єднані разом.

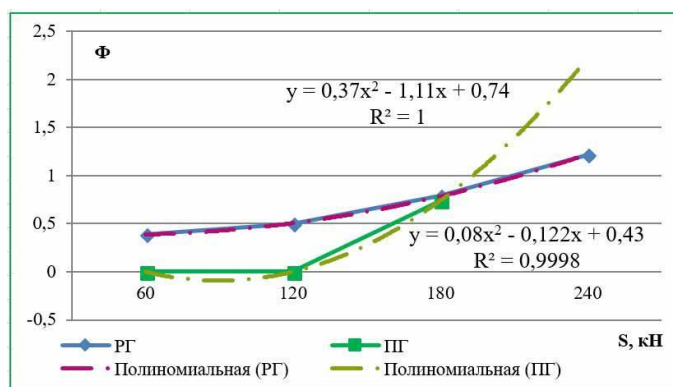
При русі завантаженого вагона по прямим, кривим правим і кривим лівим в режимі пневматичного гальмування, а також спільно пневматичного та рекуперативного, динамічні показники мало відрізнялись. Порівняння відповідних показників продемонструвало, що загальний рівень рамних сил в режимі рекуперативного гальмування РГ вище, ніж в режимі пневматичного гальмування ПГ, а значення коефіцієнтів стійкості, навпаки [17].

Для того, щоб визначити достовірність моделі зносу, встановлюємо на графіки величину достовірності апроксимації. Як відомо, якщо цей показник дорівнює 1, то модель максимально достовірна. Процес прогнозування зносу, в цьому випадку, зводиться до підстановки даних у аналітичні залежності чинників, що впливають на досліджуваний параметр. Прогноз показника одержують підстановкою необхідного значення чинника в отримане регресійне рівняння.

Аналізуючи отриманні графіки можливо зробити висновок, що більшою мірою вплив режиму гальмування спостерігається в завантаженому вагоні (рис. 4-9). При пневматичному гальмуванні завантаженого вагона – сили, особливо рамні, істотно нижче, ніж при рекуперативному гальмуванні, коефіцієнти стійкості вище, кути виляння – нижче. Фактор зносу, в порожньому режимі можна порівняти з фактором зносу в завантаженому режимі (рис. 4, 6).



а)

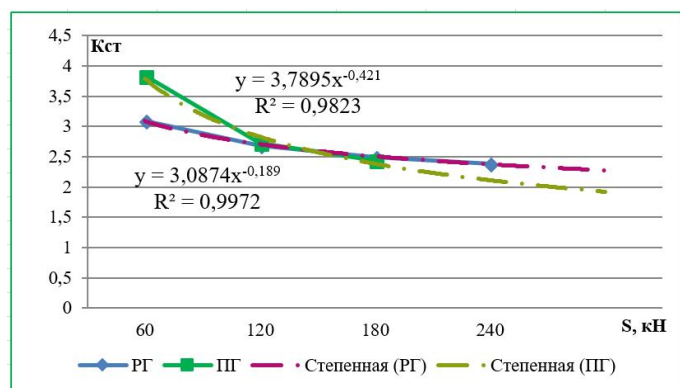


б)

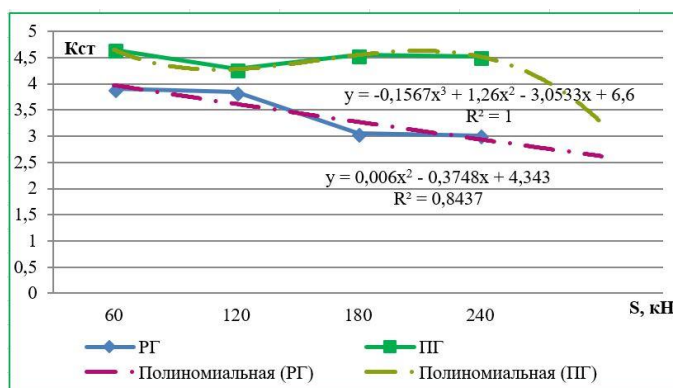
Рис. 4. Фактор зносу при рекуперативному та пневматичному гальмуванні на прямих ділянках колії:

а) порожній режим; б) завантажений режим

Коефіцієнти стійкості від сходу на прямих ділянках колії в обох режимах гальмування як для порожніх, так й для завантажених вагонів при поздовжніх стискаючих силах понад 180 кН вище допустимого значення (рис. 5) [18, 19].



а)



б)

Рис. 5. Коефіцієнт стійкості при рекуперативному та пневматичному гальмуванні на прямих ділянках колії:

а) порожній режим; б) завантажений режим

При рекуперативному гальмуванні на кривих фактор зносу в порожньому вагоні при великих поздовжніх стискаючих силах до 240 кН на 16% більше, ніж при пневматичному гальмуванні (рис. 6, а) [17].

За результатами можна зробити висновок, що з ростом кривизни колії фактор зносу збільшується. У режимі рекуперативного гальмування знос вище, ніж в режимі пневматичного гальмування. Так, при русі завантаженого вагона в режимі РГ на прямих фактор зносу в 1,65 раз, а на кривих 300-400 м в 1,54 рази більше, ніж в режимі ПГ (рис. 4, б).

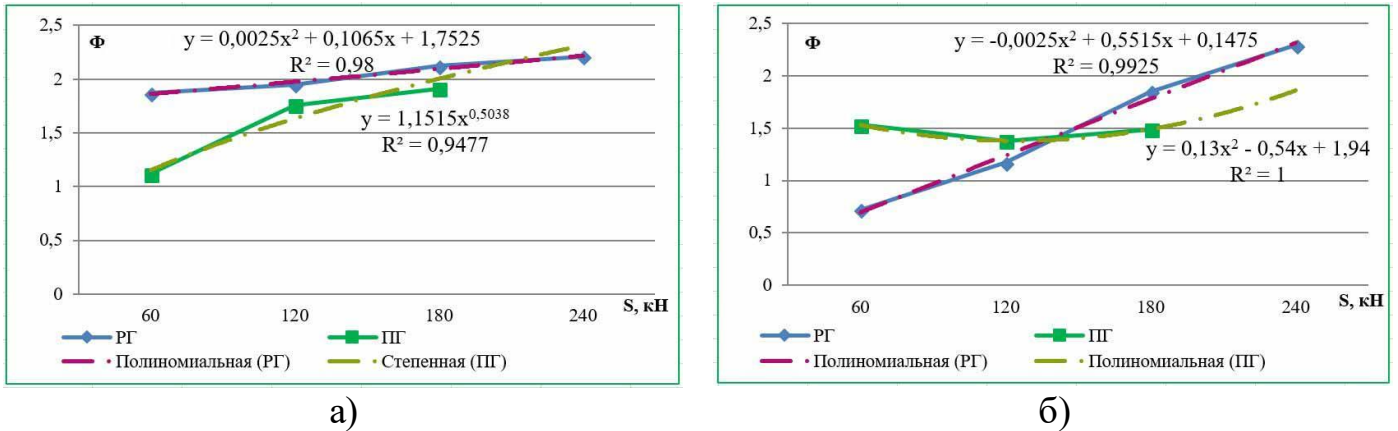


Рис. 6. Фактор зносу при рекуперативному та пневматичному гальмуванні у кривих ділянках колії:

а) порожній режим; б) завантажений режим

Крім того, у порожньому режимі рамні сили незначно залежать від способу гальмування. Однак в режимі рекуперативного гальмування виникають великі поздовжні сили, яких немає в режимі пневматичного гальмування і які викликають на кривих значні для порожнього вагона рамні сили. Як наслідок цього, коефіцієнти стійкості від сходу порожніх вагонів в режимі РГ на кривих 300-400 м при поздовжніх стискаючих силах понад 180 кН в 1,43-1,59 рази менше, ніж в режимі ПГ та стають нижче допустимого значення (нижче одиниці), що призводить до небезпеки сходження порожніх вагонів з рейок (рис. 7). Таким чином, для порожніх вагонів неприпустимо застосування рекуперативного гальмування, при якому виникають великі поздовжні стискають сили понад 180 кН на кривих ділянках колії, так як в цьому випадку є небезпека сходження вагонів з рейок [17].

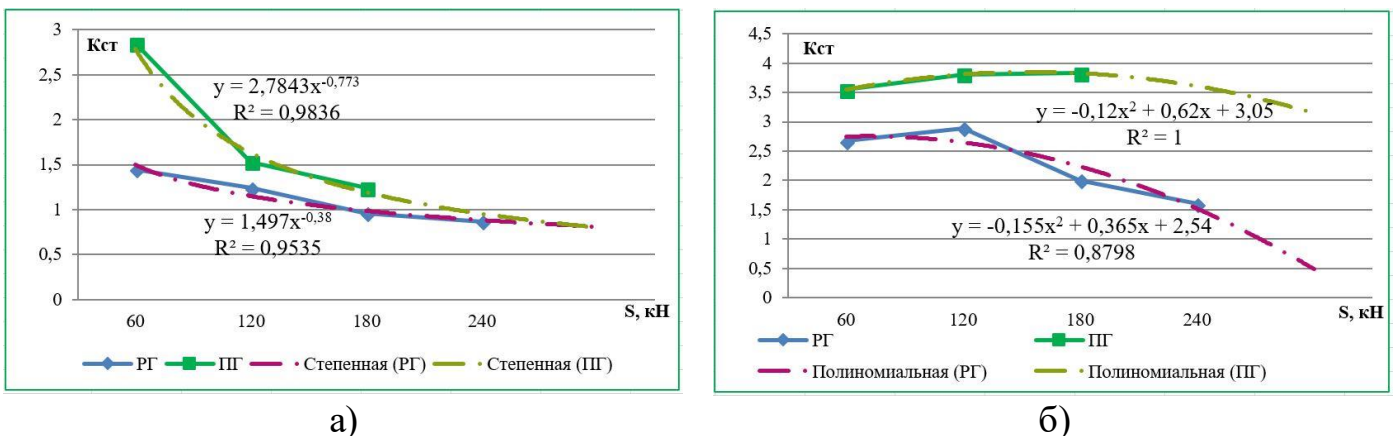


Рис. 7. Коефіцієнт стійкості при рекуперативному та пневматичному гальмуванні у кривих ділянках колії:

а) порожній режим; б) завантажений режим

У режимі тяги фактор зносу менше, ніж в режимі гальмування (рис. 8). У порожньому режимі при тязі фактор зносу менше, ніж в завантаженому режимі.

У режимі тяги найбільші усереднені значення рамних сил на кривих радіуса 300 м досягають 39,0 кН, а найменші усереднені значення коефіцієнтів стійкості – 2,2 (при допустимому значенні 1,2) (рис. 9) [17-19].

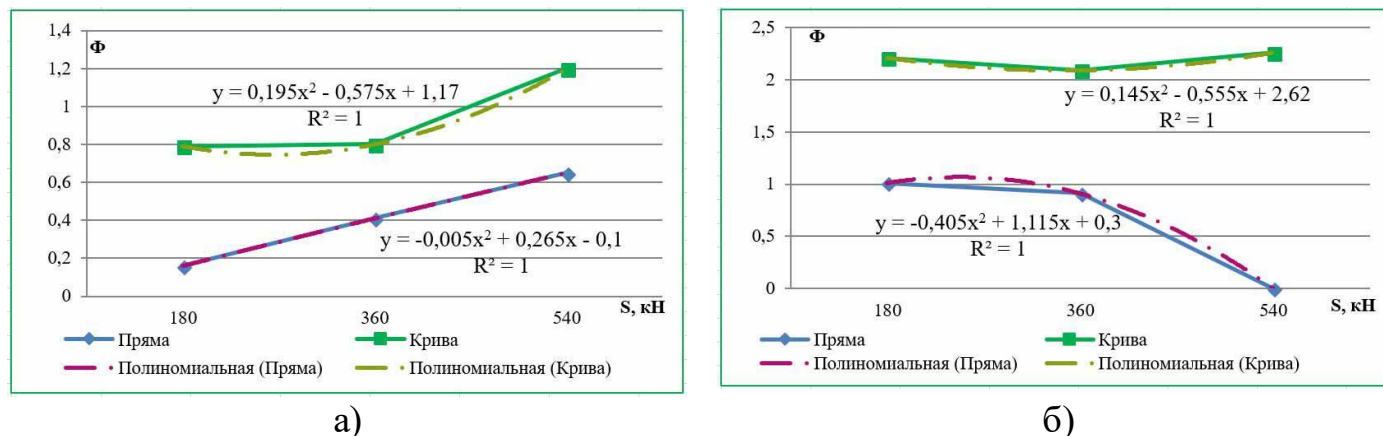


Рис. 8. Фактор зносу у тяговому режимі на прямих та кривих ділянках колії:
а) порожній режим; б) завантажений режим

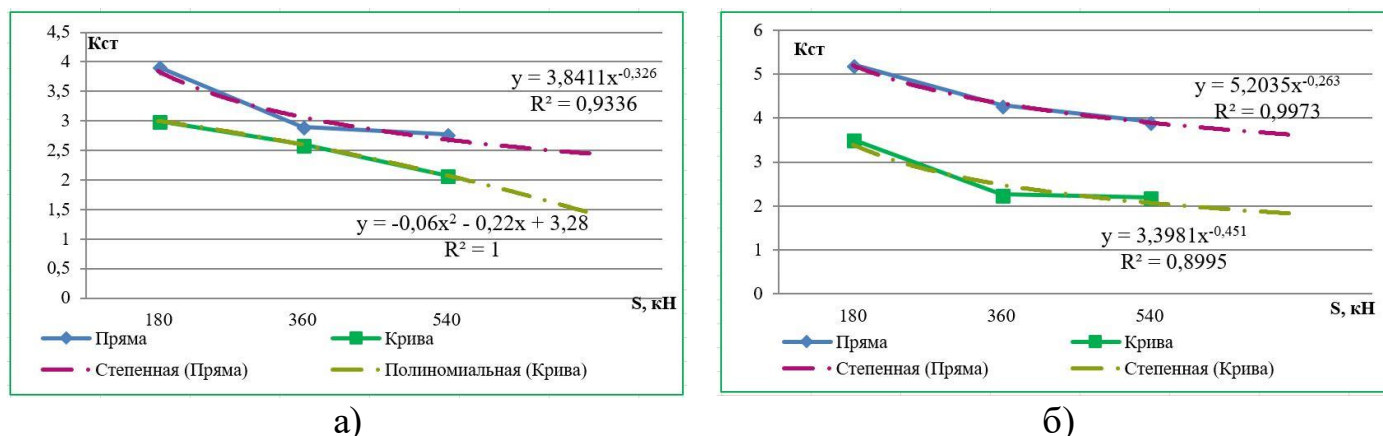


Рис. 9. Коефіцієнт стійкості у тяговому режимі на прямих та кривих ділянках колії:
а) порожній режим; б) завантажений режим

Отримані регресійні рівняння (рис. 4-9) дозволять з достатньою достовірністю прогнозувати знос коліс та стійкість піввагонів шляхом підстановки у аналітичні залежності величини поздовжньої сили. Для оцінки стійкості вагонів від вижимання поздовжніми силами використовуються залежність (7), а експериментальна перевірка стійкості від сходу колеса з рейки (за умовою вкочування) виконується за результатами ходових динамічних випробувань вагонів відповідно до (5). Прогнозовані значення коефіцієнта стійкості від сходу коліс з рейок, визначенні в ході динамічних ходових випробувань (рис. 5, 7, 9), можливо порівняти з теоретичними величинами розрахованими по залежностях:

- залежність для визначення коефіцієнта запасу стійкості від вижимання поздовжніми силами з урахуванням сил інерції в кривій, яка була досліджена в [13]:

$$K_{yb}^{I,II} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{P_T + \gamma N \cdot \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \frac{h_{II}}{h_a} \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{h_a}{S} \pm \frac{1}{2} P_{ин} \cdot \frac{h_{II}}{S}}{\mu \cdot P_T + 2\gamma N \cdot \left\{ \frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{II}}{2S} \right) \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_a}{2S} \right) \pm P_{ин} \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{II}}{2S} \right) \right\}} ; \quad (8)$$

- залежність для визначення коефіцієнта запасу стійкості від вижимання поздовжніми силами з урахуванням сил інерції в кривій і складовою від дії вітрового навантаження на бічну поверхню кузова вагона [14, 15]:

$$K_{yb}^I = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{P_{ваг}^{ст} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2 \cdot h_{вр}}{2\delta_0 \cdot S} + \frac{\psi_{кр} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right] + N \cdot \left[2\psi_{кр} \cdot \frac{h_a}{S} + \psi_a \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right] + P_{ин} \cdot \frac{h_{II}}{S} + F_B \cdot \frac{h_B^*}{S}}{\mu \cdot P_{ваг}^{ст} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2}{2\delta_0} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) + \frac{\psi_{кр} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(2 \cdot \left(1 + \frac{a}{\ell} \right) - \mu \cdot \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right) \right] + P_{ин} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{II}}{S} \right) + N \cdot \left[2\psi_{кр} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \psi_a \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{вр}}{S} \right) \right] + F_B \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_B^*}{S} \right)} . \quad (9)$$

Висновки: Таким чином, можна зробити загальний висновок: в режимі рекуперативного гальмування на криволінійних ділянках колії радіусом 300÷400 м виникають найбільші рамні сили, більші, ніж при інших режимах, й найменші значення коефіцієнтів стійкості, що знаходяться на границі допустимих значень. Це означає, що в режимі рекуперативного гальмування має місце найбільший знос коліс та рейок, про що побічно свідчать великі рамні сили, й виникає небезпека сходження коліс вагона з рейок.

Найбільша величина фактору зносу встановлена для порожнього і завантаженого вагонів на кривих малого радіусу в режимі рекуперативного гальмування при великих значеннях поздовжніх стискаючих сил (понад 180 кН) та для завантаженого вагона в режимі тяги. У міру збільшення поздовжніх стискаючих сил як в режимі рекуперативного, так і в режимі пневматичного гальмування, як в завантаженому вагоні, так й в порожньому вагоні усі динамічні сили, переміщення та фактор зносу збільшуються, а коефіцієнти стійкості від сходження коліс з рейок зменшуються. У міру збільшення поздовжніх розтягуючих сил в режимі тяги, як в завантаженому, так і в порожньому вагоні коефіцієнти стійкості від сходження коліс з рейок зменшуються, а сили, кути впливання та фактор зносу збільшуються тільки в порожньому вагоні.

З ростом кривизни шляху: - коефіцієнти стійкості від сходу колеса з рейок зменшуються; - кути виляння візків відносно кузова збільшуються; - фактор зносу збільшується.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Fomin, O. Determination of up-to-date directions of development of domestic system of testing and certification of railways rolling stock / O. Fomin, N. Murashova, A. Shvets // *Metallurgical and Mining Industry*. – 2016. – vol. 10. – pp. 30–34.
2. Моніторинг сучасного рівня розвитку безпеки руху вітчизняної інфраструктури / О. В. Фомін, Н. Г. Мурашова, А. О. Швець, Н. О. Щупик, А. Х. Полежаєва // *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. – 2017. – № 5(45). – С. 6–22.
3. Швець, А. О. Аналіз засобів проектування та методів удосконалення конструкцій вантажного рухомого складу / А. О. Швець // *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. – 2018. – № 2(48). – С. 61–73.
4. Мямлін, С. В. Технічний стан ковзунів як один із факторів впливу на динаміку вантажних вагонів / С. В. Мямлін, Л. О. Недужа, А. О. Швець // *Збірник наукових праць ДонІЗТ*. – № 35. – 2013. – С. 65–72.
5. Мямлін, С. В. Визначення впливу показників тертя в системі «кузов–візок» на динаміку вантажного вагона / С. В. Мямлін, Л. О. Недужа, А. О. Швець // *Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна*. – № 2(50). – 2014. – С. 152–163. doi: 10.15802/stp2014/23792.
6. Myamlin, S. Research of friction indices influence on the freight car dynamics / S. Myamlin, L. Neduzha, A. Ten, A. Shvets // *Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture*. – 2013. – Vol. 13. – No. 4. – P. 159–166.
7. Влияние поперечного зазора, в рельсовой колее на износ гребней колесных пар грузовых вагонов в кривых: «Колесо-рейка» / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, М. Л. Коротенко // *Залізничний транспорт України*. – 1997. – № 2/3. – С. 9–12.
8. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения. В 3 т. Т. 2. Исследования влияния на износ различных факторов при стационарном режиме движения грузового вагона : отчет по НИР (заключ.) : 91.134.95.97/379.95.97 ЦТех / Днепропетр. нац. ун-т ж. д. трансп. им. акад. В. Лазаряна ; рук. Блохин Е. П., Пишнько А. Н. ; исполн.: Данович В. Д. [та ін.]. – Дніпропетровськ, 1998. – 176 с. – № ДР 0196U023134. – Инв. № 416(II).
9. Разработка рекомендаций по снижению износа колес и рельсов за счет снижения сил динамического взаимодействия железнодорожных экипажей и пути с учетом стационарных и нестационарных режимов движения. В 3 т. Т. 3. Исследования влияния различных факторов на износ колес вагонов и рельсов при стационарных режимах движения поезда : отчет по НИР (заключ.) : 91.134.95.97/379.95.97 ЦТех / Днепропетр. нац. ун-т ж. д. трансп. им. акад. В. Лазаряна ; рук. Блохин Е. П., Пишнько А. Н. ; исполн.: Данович В. Д. [та ін.]. – Дніпропетровськ, 1998. – 190 с. – № ДР 0196U023134. – Инв. № 416(III).
10. Малышева, А. А. Влияние разности диаметров колес на их износ / А. А. Малышева // *Транспорт : зб. наук. пр. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. – Дніпропетровськ, 1999. – Вип. 2. – С. 139–143.

11. Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear / E. P. Blokhin, O. M. Pshinko, V. D. Danovich, M. L. Korotenko // *Railway Bogies and Running Gears : Proceedings of the 4th International Conference, 1998 / Technical University of Budapest.* – Budapest : SSME-TUB, 1998. – С. 313–323.
12. Данович, В. Д. Математическая модель пространственных колебаний сцепа пяти вагонов, движущихся по прямолинейному участку пути / В. Д. Данович, А. А. Малышева // *Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава : Сб. науч. тр. – Днепропетровск : «Наука и образование», 1998. – С. 62–69.*
13. Некоторые аспекты определения устойчивости порожних вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // *Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2015. – № 4 (58). – С. 175–189. doi: 10.15802/stp2015/49281.*
14. Determination of the issue concerning the lift resistance factor of lightweight car / A. A. Shvets, K. I. Zheliezov, A. S. Akulov [и др.] // *Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2015. – № 6 (60). – С. 134–148. doi: 10.15802/stp2015/57098.*
15. Определение допустимых сил при оценке устойчивости грузовых вагонов от выжимания в поездах / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // *Наука та прогрес транспорту. Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – 2016. – № 1 (61). – С. 180–192. doi: 10.15802/stp2016/61045.*
16. Андриевский, С. М. Боковой износ рельсов в кривых / С. М. Андриевский ; Труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – Москва : Трансжелдориздат, 1961. – Вып. 207. – 128 с.
17. Комплексные исследования взаимодействия пути и подвижного состава при различных способах торможения на перевальном участке Южно-Уральской железной дороги : звіт про НДР (етап-2) : 625.151.21:629.4.116 / ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна; кер. Блохін Е. П. ; виконав.: Дановіч В. Д. [та ін.]. – Дніпропетровськ, 1993. – 88 с. – № 91.101.93.93. – Інв. № 393.
18. ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT). – Введ. 2017-07-01. – Київ : ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»), 2017. – 58 с.
19. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2016-06-30. – Москва : Изд-во стандартов, 2016. – 55 с.
20. РД 24.050.37-95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. – Введ. 1995-02-02. – Москва : ГосНИИВ, 1995. – 101 с.

Influence of modes of braking on the wheel wear and stability of freight rolling stock
Shvets A.O., Bolotov O.M., Saparova L.S., Dneprovsky National University of Railway Transport named after acad. V.A. Lazaryan

The article presents the results of a dynamic (running) test of a train consisting of empty and laden wagons, as part of a comprehensive test of wagons and railways. The purpose of the research was to analyze the experimental studies of the influence of the braking regime on the wear and stability of open wagons. Experimental researches of the wear factor of wheels and the factor of a stock of stability from a derailment of wheels from rails of a cargo rolling stock are described. The influence of the braking regimes and the thrust regime on the indicated parameters was studied.

Keywords: horizontal lateral forces, dynamic train testing, wear of the crests of wheels, coefficient of stability, pneumatic braking, regenerative braking, wear factor.

REFERENCES:

1. Fomin, O. V., Murashova, N. G., & Shvets, A. O. (2016). Determination of up-to-date directions of development of domestic system of testing and certification of railways rolling stock. *Metallurgical and Mining Industry*, 10, 30–34.
2. Fomin, O. V., Murashova, N. G., Shvets, A. O., Shchupik, N. O., & Polezhaeva, A. H. (2017). Monitoryng suchasnogo rivnja rozvytku bezpeky ruhu vitchyznjanoi' infrastruktury. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 5(45), 6–22. (in Ukrainian)
3. Shvets, A. O. (2018). Analiz zasobiv proektuvannia ta metodiv udoskonalennia konstruktsii vantazhnoho rukhomoho skladu. *Bulletin of Certification of Railway Transport*, 2(48), 61–73. (in Ukrainian)
4. Myamlin, S. V., Neduzha, L. A., & Shvets, A. A. (2013). Tekhnichniyi stan kovzuniv yak odyin iz faktoriv vplyvu na dynamiku vantazhnykh vahoniv. *Collection of scientific works DonIRT*, 35, 65–72. (in Ukrainian)
5. Myamlin, S. V., Neduzha, L. A., & Shvets, A. A. (2014). Vyznachennja vplyvu pokaznykiv tertja v systemi «kuzov-vizok» na dynamiku vantazhnogho vaghona [Determining the impact of friction parameters in the «body-bogie» on the dynamics of freight cars]. *Nauka ta prohres transportu – Science and Transport Progress*, 2 (50), 152–163. doi: 10.15802/stp2014/23792. (in Ukrainian)
6. Myamlin, S., Neduzha, L., Ten, O., & Shvets, A. (2013). Research of Friction Indices Influence on the Freight Car Dynamics. *TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*, vol. 13, no. 4, 159–166.
7. Blokhin, E. P., Danovich, V. D., & Korotenko M. L. (1997). Vliyanie poperechnogo zazora, v rel'sovoj kolee na iznos grebnej kolesnykh par gruzovykh vagonov v krivykh: «Koleso-rejka». *Railway transport of Ukraine*. 2/3, 9–12. (in Russian)
8. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., & Danovich, V. D. (1998). Razrabotka rekomendacij po snizheniyu iznosa koles i rel'sov za schet snizheniya sil dinamicheskogo vzaimodejstviya zheleznodorozhnykh ehkipazhej i puti s uchetom stacionarnykh i nestacionarnykh rezhimov dvizheniya. *Issledovaniya vliyaniya na iznos razlichnykh faktorov pri statsionarnom rezhime dvizheniya gruzovogo vagona (№ ГР 0196U023134)*. Dnipropetrovsk: Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Russian)
9. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., & Danovich, V. D. (1998). Razrabotka rekomendacij po snizheniyu iznosa koles i rel'sov za schet snizheniya sil dinamicheskogo vzaimodejstviya zheleznodorozhnykh ehkipazhej i puti s uchetom stacionarnykh i nestacionarnykh rezhimov dvizheniya. *Issledovaniya vliyaniya razlichnykh faktorov na iznos koles vagonov i rel'sov pri statsionarnykh rezhimakh dvizheniya poezda (№ ГР 0196U023134)*. Dnipropetrovsk: Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Russian)
10. Malysheva, A. A. (1999). Vliyanie raznosti diametrov koles na ikh iznos [Influence of difference of diameters of the wheels on their wear]. *Transport. Stress loading and durability of a rolling stock: collect. of sc. papers, DGTURT*, Dniepropetrovsk: «Science and education», 2, 139–143. (in Russian)
11. Blokhin, E. P., Pshinko, O. M., Danovich, V. D., & Korotenko M. L. (1998). Effect of the state of car running gears and railway track on wheel and rail wear. *Railway Bogies and Running Gears: Proceedings of the 4th International Conference, Budapest*, 313–323.
12. Danovich, V. D., & Malysheva, A. A. (1998). Matematicheskaya model prostranstvennykh kolebaniy stsepa pyati vagonov, dvizhushchikhsya po pryamolineynomu uchastku puti [Mathematical model of spatial oscillations five cars connection moving along a straight track]



- section]. *Transport. Stress loading and durability of a rolling stock: collect. of sc. papers, DGTURT, Dnipropetrovsk: «Science and education», 62-69. (in Russian)*
13. Shvets, A. A., Zhelieznov, K. I., Akulov, A. S., Zabolotnyi, A. N., & Chabaniuk, Ye. V. (2015). *Nekotoryye aspekty opredeleniya ustoychivosti porozhnykh vagonov ot vyzhimaniya ikh prodolnymi silami v gruzovykh poyezdakh [Some aspects of the definition of empty cars stability from squeezing their longitudinal forces in the freight train]. Nauka ta prohres transportu–Science and Transport Progress, 4 (58), 175–189. doi: 10.15802/stp2015/49281. (in Russian)*
 14. Shvets, A. A., Zhelieznov, K. I., Akulov, A. S., Zabolotnyi, A. N., & Chabaniuk, Ye. V. (2015). *Determination of the issue concerning the lift resistance factor of lightweight car. Nauka ta prohres transportu–Science and Transport Progress, 6 (60), 134–148. doi: 10.15802/stp2015/57098.*
 15. Shvets A. A., Zhelieznov K. I., Akulov A. S., Zabolotnyi A. N., & Chabaniuk, Ye. V. (2016). *Opryedyeleniye dopustimyykh sil pri otsyenyke ustoychivosti gruzovykh vagonov ot vyzhimaniya v poyezdakh [Determination the permissible forces in assessing the lift resistant factor of freight cars in trains]. Nauka ta prohres transportu–Science and Transport Progress, 1 (61), 180–192. doi: 10.15802/stp2016/61045. (in Russian)*
 16. Andrievsky, S. M. (1961). *Bokovoj iznos rel'sov v krivyyh. Moscow: Proceedings of the All-Union Scientific Research Institute of Railway Transport. (in Russian)*
 17. Blokhin, E. P., & Danovich, V. D. (1993). *Kompleksnye issledovaniya vzaimodeystviya puti i podvizhnogo sostava pri razlichnykh sposobakh tormozheniya na perevalnom uchastke Yuzhno-Uralskoy zheleznoy dorogi (№ 91.101.93.93). Dnipropetrovsk: Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Russian)*
 18. *Vagony vantazhni. Vymogy do micnosti ta dynamichnyh yakostej, 58 DSTU 33211:2017 (2017). (in Ukrainian)*
 19. *Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam, 55 GOST 33211-2014 (2016). (in Russian)*
 20. *Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniy na prochnost' i hodovye kachestva, 101 RD 24.050.37-95 (1995). (in Russian)*