

О.С. Ноженко, к.т.н., доц., с.н.с.

Г.Ю. Черняк, к.т.н., доц., с.н.с.

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

А.В. Мостович, к.т.н.

Філія «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» ПАТ «УЗ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПЛИВУ РУХОМОГО СКЛАДУ НА КОЛІЙНУ СТРУКТУРУ

Наведено результати експериментальних досліджень щодо оцінки динамічного впливу рухомого складу залізниць з дефектами коліс на колійну структуру. Виконано оцінку впливу швидкості руху в діапазоні від 10 до 40 км/год. та завантаженості рухомого складу на величини кромкових напружень, що виникають у рейках, та прискорень рейок, співвіднесено результати статистичної обробки вимірних даних з метою визначення у майбутньому гранично допустимого рівня прискорень рейок. Проаналізовано вплив дефектів різних розмірів на величину напружень та прискорень рейки. Виявлено монотонне зростання величини максимальних імовірнісних величин прискорень рейки під час проїзду як локомотива, так і вагона не залежно від ступеня завантаженості, на відміну від напружень у кромках рейки, які не залежать від швидкості руху в досліджуваному діапазоні швидкостей. Встановлено, що лише за величиною максимального імовірного значення кромкових напружень підосви рейки під час руху порожнього вагона неможливо виявити колеса з повзунами статистичними методами, при цьому аномальність у величинах прискорень рейки присутня й у записах порожнього вагона.

Ключові слова: рухомий склад залізниць; система моніторингу; дефекти коліс; динамічний вплив на колію; порожній та завантажений вагони.

Постановка проблеми. Економічна ефективність роботи залізничного транспорту багато в чому визначається витратами на поточне утримання і ремонт колії та рухомого складу, а також на ліквідацію наслідків аварій та позаштатних ситуацій, що виникають в процесі руху поїздів. Так, за оцінками Queensland University of Technology (Австралія) 22 % всіх витрат Австралійських залізниць (близько 460 млн. дол.) в 1992 році склали витрати на утримання і ремонт залізничного полотна. Відповідні витрати на лініях Spoornet в ПАР склали 23 %, а на швидкісній ділянці Бостон–Вашингтон (Northeast Corridor, США), що обслуговується фірмою Amtrak, – 31 %. З точки зору збереження інфраструктури, першочергове значення має оцінка силового впливу рухомого складу на колію, тому що підвищений рівень цього впливу призводить до збільшення динамічної навантаженості колійної структури, накопичення в ній усталосних змін, і, як наслідок, – до підвищення витрат на поточне утримання. Підвищений силовий вплив на колійну структуру безпосередньо пов'язаний з технічним станом рухомого складу, моніторингу якого останнім часом приділяється велика увага.

Сучасні системи моніторингу динамічного стану транспортних засобів, що призначені для виявлення несправностей, в своїй основі використовують концепції та гіпотези, які базуються на поглиблених методах фільтрації та аналізу часових рядів [1]. Практична реалізація таких систем виконана на підставі оцінювання динамічної поведінки як безпосередньо рухомого складу [2–8], так і колійної структури під час проїзду поїзда [9–11]. На даний час більшість з комерційних продуктів для моніторингу стану залізничних транспортних засобів зосереджені на системі візку, що обумовлено тим, що деякі з його найважливіших компонентів схильні до швидкої зміни свого технічного стану та серйозно впливають на працездатність системи «рейковий екіпаж–колії» в цілому і безпеку руху зокрема. Ключовим аспектом при цьому є здатність існуючої технології для моніторингу визначати в режимі реального часу діагностичні параметри для оцінки стану і прогнозування часу технічного обслуговування [1].

Сучасні системи моніторингу, що встановлені на дорозі, проаналізовано Brickle B. та іншими [11] на замовлення The Rail Safety and Standard Board (Великобританія) і класифіковані за функціональним призначенням, де окремою групою виділено системи

виявлення ударних навантажень, що виникають від дефектних коліс. Виявлення ударних навантажень здійснено на підставі порівняння виміряного силового впливу на рейки з граничним значенням. Інструментальною основою систем моніторингу можуть бути оптичні датчики, акселерометри [12], датчики навантаження або тензодатчики. На ринку представлено комерційні продукти виробництва GE Transportation's MATTILD, DeltaRail's Wheelchex, Teknis 'WCM і Salient System's WILD [1]. Проте, на думку авторів [1, 11], ці системи не є надійними і в більшості випадків необхідна додаткова перевірка залізничних транспортних засобів у місцях проведення технічного обстеження, що не відповідає сучасним вимогам до інтелектуальних систем моніторингу. Крім того, підвищення швидкостей руху, навантаження на вісь і зміна умов експлуатації не знаходять відображення в їх функціонуванні, що призводить до зниження точності і надійності їх роботи. Складним питанням для роботи подібних систем є величина порогового значення вимірюваної величини, яка характеризує силовий вплив. І якщо гранично допустимі значення напруження в підшві рейки регламентуються, то обґрунтування граничних значень прискорень рейки або даних для оптичних датчиків в умовах необхідності оцінювання різних типів рухомого складу, при різних умовах завантаження і технічного стану за наявності лише вихідного сигналу має значні складнощі.

Для країн з колією 1520 мм, де якість технічного обслуговування і використовувані конструкції рухомого складу, зокрема, велика необрсорена маса вантажних вагонів на візках типу 18-100, створюють додаткові ризики виникнення наднормативного впливу рухомого складу на колію, гостро стоїть проблема розробки і впровадження нового способу моніторингу робочих навантажень, які впливають на колійну структуру під час проїзду вантажних вагонів. В Україні з 2010 року було розпочато роботу в даному напрямку, при цьому передбачено створення способу моніторингу, який використовує прискорення елементів колійної структури, як величини, що не потребує створення особливих умов вимірювань (на відміну від методів фіксації напруження). У статті представлено результати експериментальних досліджень впливу на колійну структуру вантажних вагонів та локомотиву із застосуванням даного способу моніторингу.

Мета дослідження, постановка завдання. Існуючі на даний момент на просторі 1520 мм правила оцінки динамічного впливу на колію нового і модернізованого рухомого складу регламентуються нормативними документами [14] і полягають в оцінці напружено-деформованого стану колії під впливом рухомого складу, виходячи з записів напружень в елементах перетину рейки за допомогою тензорезисторів (рис. 1, а). Допустимі значення напруг (кромкові напруження) і сил, що виникають в елементах рейки у вертикальному і горизонтальному напрямках, оцінюються, виходячи з максимально можливих значень цих параметрів, встановлених у [14]. Оцінка динамічного впливу рухомого складу на колію за допомогою акселерометрів, що лежить в основі способу моніторингу робочих навантажень, що розробляється, ускладнюється відсутністю граничних значень прискорень рейки, які характеризують граничнодопустимі значення впливу екіпажу на рейкову колію, що забезпечує допустимий технічний стан рейкової колії та рівень накопичення змін параметрів, які підлягають контролю, за період часу між двома плановими перевірками при проходах вагона-колієвимірювача. Пропонований спосіб заснований на вимірюванні прискорень рейок, що обумовлено проїздом поїзда по обладнаній системою датчиків ділянці колії. При цьому використовуються двовісні акселерометри з діапазоном вимірювання прискорень до 700 м/с^2 у вертикальному напрямку і до 350 м/с^2 – у горизонтальному, з похибкою до 10 %, що виконані на основі мікросхеми ADXL278 [13]. Акселерометри встановлюються на підшві рейок (рис. 1, б) симетрично по обидва боки колії. Програмне забезпечення, що реалізує синхронізацію, збір і зберігання вимірюваних прискорень, реалізовано на платформі LabView.

Порівняльні випробування з оцінки впливу рухомого складу на колію проводилися на прямій ділянці, що обладнана двома системами вимірювань – стандартизованою за ДСТУ 7571: 2014 (рис. 1, а) [14] і пропонованою (рис. 1, б) [15]. Дослідна ділянка мала рейки типу Р65, залізобетонні шпали (1840 шт./км) з щебеневим баластом. Датчиками було обладнано 8 перетинів колії (рис. 2) в міжшпальному просторі з відстанню між перетинами близько 545 мм.

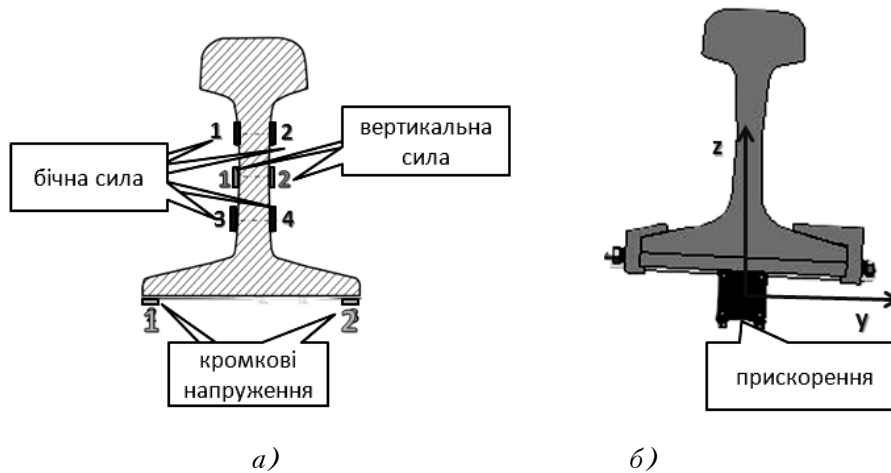


Рис. 1. Схема розміщення датчиків в вимірювальному перетині рейки для оцінки робочих навантажень рухомого складу на шлях відповідно до [12] (а) і реалізована при проведенні досліджень (б)

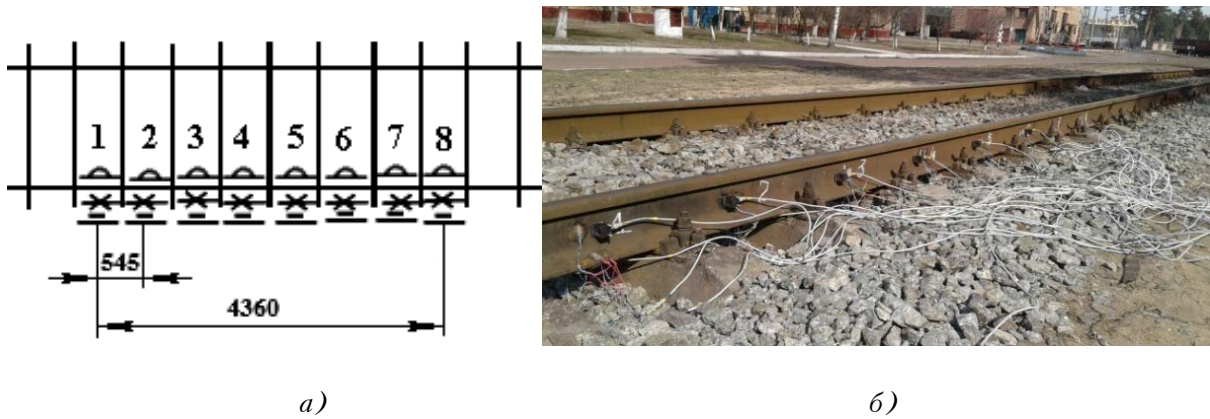


Рис. 2. Дослідна ділянка, що обладнана датчиками: а) схема; б) фото;
 —> — прилад для вимірювання вертикальних сил; —> — прилад для вимірювання напружень у кромці підшви рейки; —> — прилад для вимірювання прискорень рейки

У випробуваннях брав участь дослідний поїзд, що складався з тепловоза ЧМЕЗ та піввагона в порожньому (20,5 т) і навантаженому станах (79 т). Піввагон мав дефекти на поверхнях катання (перша колісна пара без дефектів, 2 колісна пара з повзуном на одному колесі глибиною $h_2 = 2,5$ мм, 3 колісна пара з повзуном $h_3 = 0,5$ мм, 4 колісна пара з повзуном $h_4 = 1$ мм) (рис. 3). Дослідні поїздки проводилися човником з постійною швидкістю, яка змінювалася в діапазоні $v = 10 \div 40$ км/год., з інтервалом $\Delta v = 5$ км/год. по 6 поїздок ($l = 1 \div 6$) при кожній швидкості в порожньому і навантаженому стані. Частота дискретизації акселерометрів і тензорезисторів становила 400 Гц.

Метою випробувань було порівняння величин напружень, що виникають в рейках під час проходження рухомого складу, з виникаючими прискореннями для встановлення залежностей між фіксованими величинами, параметрами рухомого складу та умовами випробувань (швидкість руху, завантаженість рухомого складу, дефекти коліс) і оцінки динамічного впливу рухомого складу з дефектними колісними парами статистичними методами.

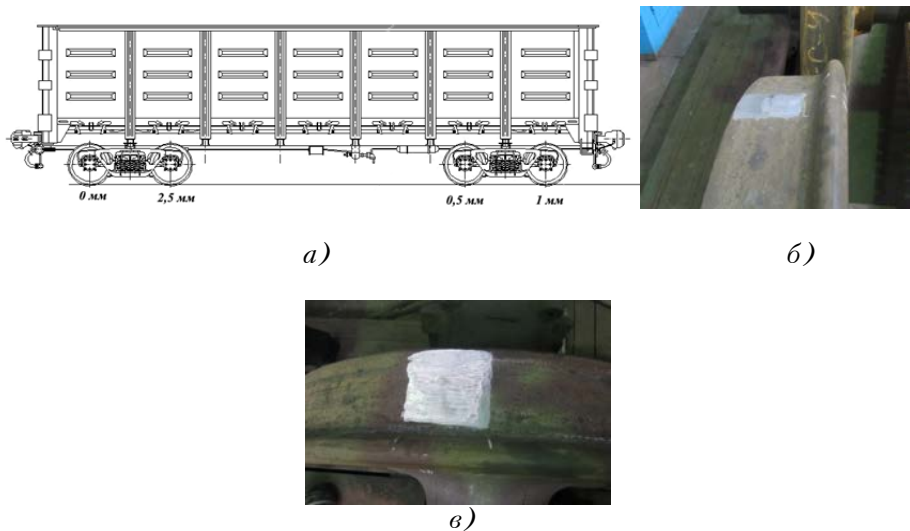


Рис. 3. Схема розміщення повзунів на піввагоні (а) та загальний вид повзунів на поверхнях кочення 3-ої (б), $h_3 = 0,5$ мм та 4-ої колісних пар (в), $h_4 = 1,0$ мм

Аналіз динамічного впливу дослідного поїзда на колійну структуру. Процедура обробки експериментальних даних, що отримано при вимірюваннях тензорезисторами, виконана статистичними методами відповідно до [14], а дані, отримані за допомогою акселерометрів, – за процедурою, описаною в [15]. При цьому проводилося порівняння величин кромкових напружень (приклад сигналу представлено на рис. 4, а) і прискорень рейок (приклад сигналу представлено на рис. 4, б). Первісне порівняння сигналів показало очевидні переваги обробки даних, які фіксують кромкові напруги та характеризують низькочастотний процес, що не вимагає особливих алгоритмів обробки.

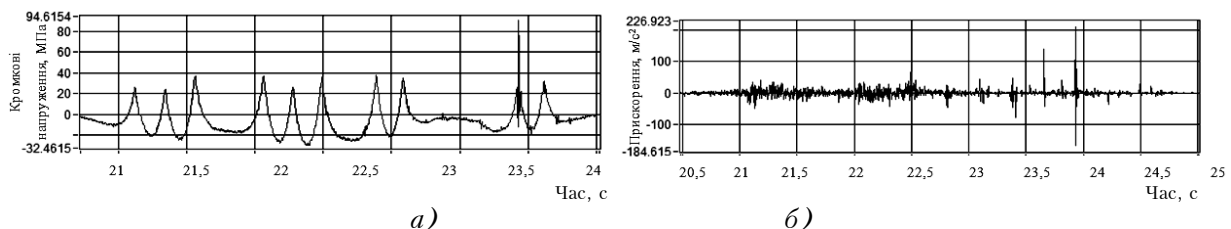
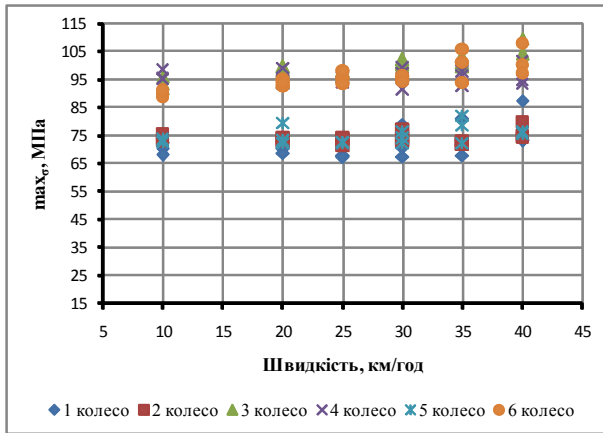


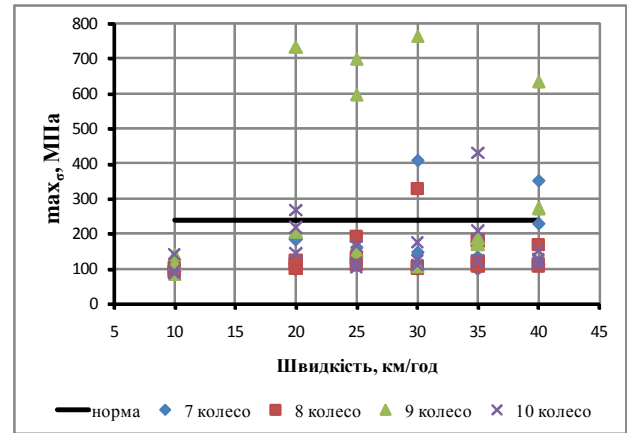
Рис. 4. Записи сигналів, які фіксують кромкові напруження (а) і прискорення (б) рейок при $v = 30$ км/год. у вертикальному напрямку під час проїзду дослідного поїзда з навантаженим піввагоном через 3-й датчик

На першому етапі обробки сигналів було поставлено завдання виявлення впливу швидкості руху на величину динамічного впливу дослідного рухомого складу на колію, що оцінювалася величинами кромкових напружень рейки за стандартною методикою і величинами прискорень рейки за запропонованою методикою. Величини напружень і прискорень розглядаються як випадкові, що підкоряються нормальному закону розподілення. Метод обробки даних полягав в об'єднанні однотипних величин X (за одним і тим самим показником взаємодії) з різних перетинів колії в одну вибірку для кожного з коліс дослідного поїзда. При обробці прискорень рейок попередньо проводилося визначення огибаючої сигналу і подальша процедура обробки проводилася з нею [15]. Далі для отриманої вибірки була виконана перевірка на відповідність нормальному закону розподілення. Однорідність вибірки оцінювалася коефіцієнтом варіації, який, відповідно до [14], повинен бути не більше 0,4 (40 %) у разі проведення випробувань на залізничній колії з горизонтальними і вертикальними нерівностями 2 і 3 ступеня. Після встановлення однорідності вибірки визначалися середні значення для напружень або прискорень, і відповідні стандартні відхилення, за якими обчислювалися максимальні імовірні значення $\max_e(X)$ або $\max_a(X)$. Більш докладно алгоритм обробки величин прискорень рейок представлений в [15].

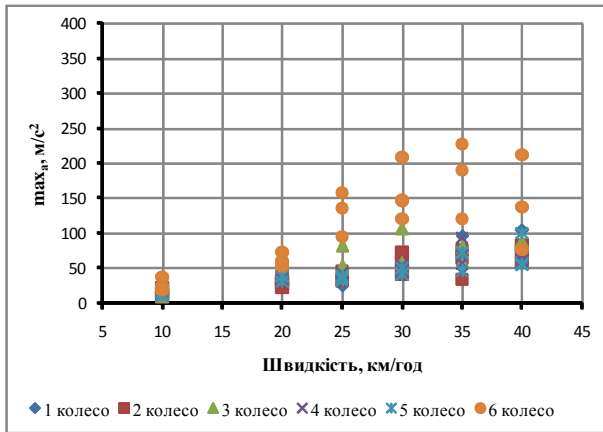
На рисунках 5–6 представлено статистичні показники \max_{σ} , $\max_a Z$, $\max_a Y$, які характеризують ймовірні максимальні значення кромкових напружень і прискорень рейок під колісними парами в вертикальному і горизонтально напрямках для маневрового локомотива (рис. 5) і піввагона (рис. 6), обчислених для трьох проїздів дослідного поїзда $l = 1-3$.



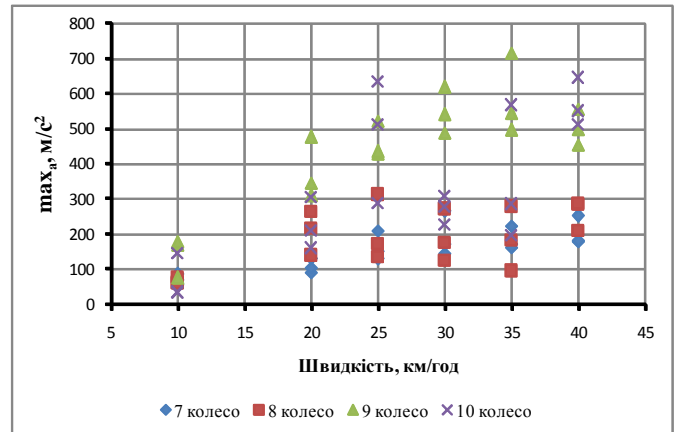
а)



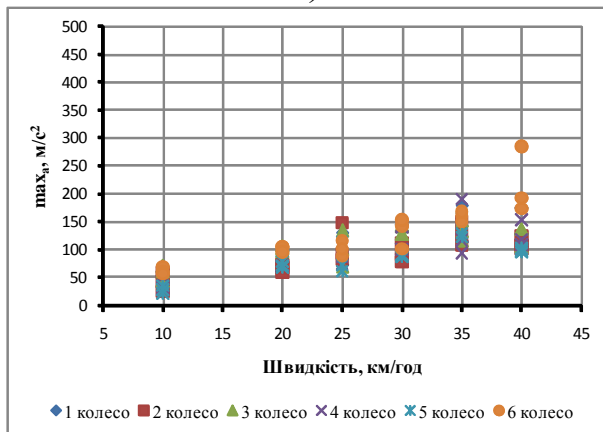
а)



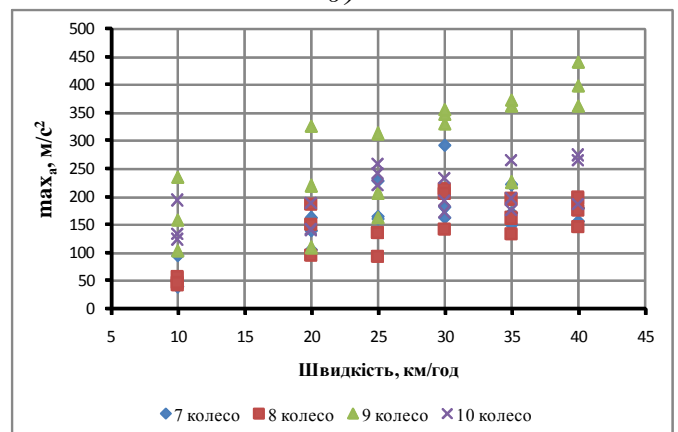
б)



б)



в)



в)

Рис. 5. Вплив швидкості руху на величини \max_{σ} (а), $\max_a Z$ (б), $\max_a Y$ (в) для 1–6 колісних пар маневрового локомотиву при веденні завантаженого вагона

Рис. 6. Вплив швидкості руху на величини \max_{σ} (а), $\max_a Z$ (б), $\max_a Y$ (в) для 1–4 колісних пар завантаженого піввагона

Порівняння статистичних параметрів досліджуваних величин напружень і прискорень рейок під час проїзду маневрового тепловоза показало, що швидкість в діапазоні 10...40 км/год. значно не впливає на статистичні параметри величин кромкових напружень рейок, імовірно

максимальне значення якого коливається в діапазоні $\max_{\sigma} = 66 \dots 86$ МПа для 1–3 колісних пар і в діапазоні $\max_{\sigma} = 86 \dots 106$ МПа для 4–6 колісних пар. На відміну від напружень, величина прискорень рейки під час проїзду маневрового локомотива лінійно залежать від швидкості руху, при цьому дана тенденція спостерігається як у вертикальному, величина $\max_a Z$ сягає 227 м/с^2 , так і в горизонтальному, величина $\max_a Y$ сягає 283 м/с^2 , напрямках. Отримані залежності величини прискорень рейки від швидкості руху рухомого складу якісно узгоджуються з результатами випробувань [15], де також спостерігалася лінійна залежність максимальних імовірнісних значень прискорень від швидкості руху в діапазоні $40 \dots 130$ км/год. під час проїзду двовісного електровоза ЧС8.

Розглядаючи статистичні характеристики величин кромкових напружень і прискорень рейки під час проїзду завантаженого піввагона з повзунами на колесах слід зазначити, що як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках простежується відсутність впливу швидкості руху в діапазоні $10 \dots 40$ км/год. на величину кромкових напружень рейки і зростання величини прискорення рейки зі збільшенням швидкості руху. При цьому встановлено перевищення в кілька разів допустимого значення величини \max_{σ} для 3-го колеса піввагона (сягає 790 МПа, $h_3 = 0,5$ мм) при швидкостях руху $20 \text{--} 40$ км/год. для окремих проїздів, яке для всіх типів рухомого складу становить 240 МПа [14, 15] (рис. 6, а). Крім того, таке перевищення спостерігається і для всіх інших коліс піввагона (рис. 6, а) на окремих швидкостях і для окремих проїздів. Розглядаючи вплив швидкості руху піввагона на величини прискорень рейки, встановлено підвищенні значення статистичних характеристик (рис. 6, б, в) для 9 та 10 колісних пар дослідного поїзда в обох напрямках.

При цьому діапазон зміни максимальних імовірнісних значень кромков напружень в рейці \max_{σ} і максимальних імовірнісних значень прискорень рейки під час проїзду рухомого складу \max_a в діапазоні швидкостей $10 \text{--} 40$ км/год., представлений на рисунку 7, чітко показує аномальні значення як прискорень рейок, так і кромкових напружень, що виникають під час проїзду всіх колісних пар піввагона з дефектами коліс, порівняно з величинами цих самих параметрів, що виникають під час проїзду тепловоза ЧМЕЗ. При цьому показовими є аналізовані параметри у вертикальному напрямку, на яких, порівняно з горизонтальним, , більш чітко проявляється підвищений вплив колісних пар піввагона. При цьому цікавим є той факт, що 2-га колісна пара піввагона, що має найбільшу глибину дефекту ($h_2 = 2,5$ мм), максимально не впливає на оцінювані параметри, на відміну від 3-ої ($h_3 = 0,5$ мм) і 4-ої ($h_4 = 1,0$ мм) колісних пар, де спостерігається перевищення в 2,5 раза величини \max_a , порівняно з величинами \max_a для 1-ої та 2-ої колісних пар піввагона. При цьому величини \max_{σ} для всіх колісних пар піввагона перевищують допустимі значення.

Оцінка залежності \max_{σ} від величини \max_a (рис. 8) в досліджуваному діапазоні швидкостей показала аномальні значення прискорень рейки при проїзді 6-ої колісної пари локомотива (рис. 8, а) без перевищення рівня допустимих напружень (240 МПа), а також те, що рівень прискорень понад 330 м/с^2 для 3 і 4 коліс піввагона ймовірно є аномальним (рис. 8, б).

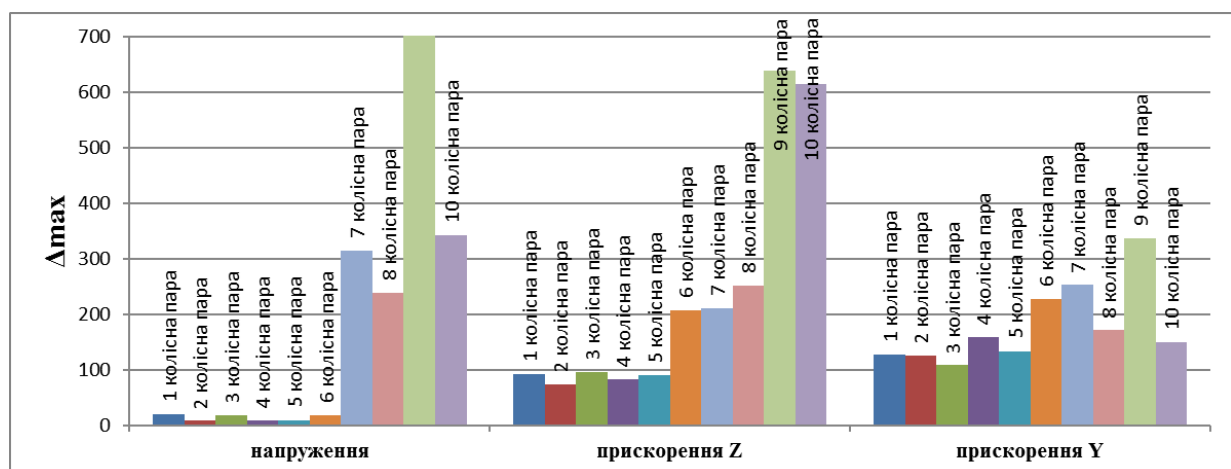


Рис. 7. Діапазон зміни \max_{σ} та \max_a при $v = 10 \text{--} 40$ км/год. для всіх колісних пар дослідного поїзда

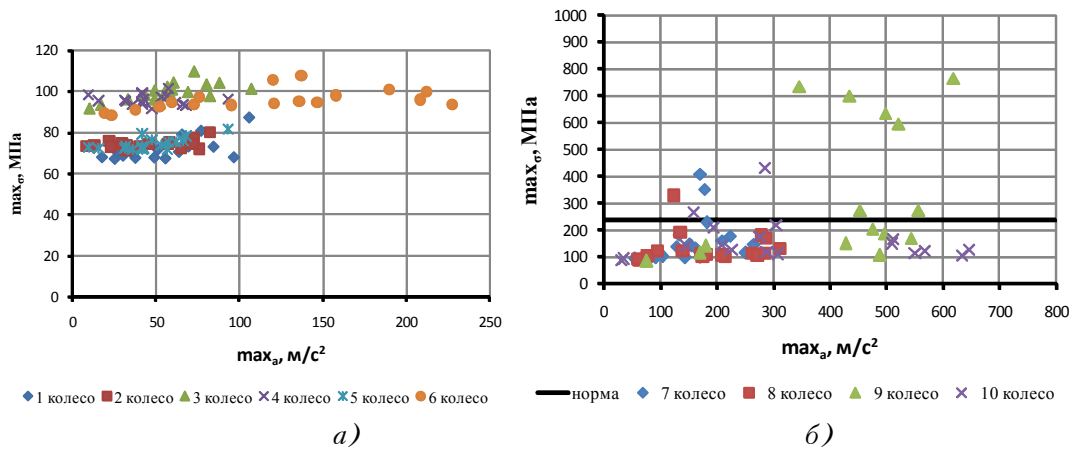
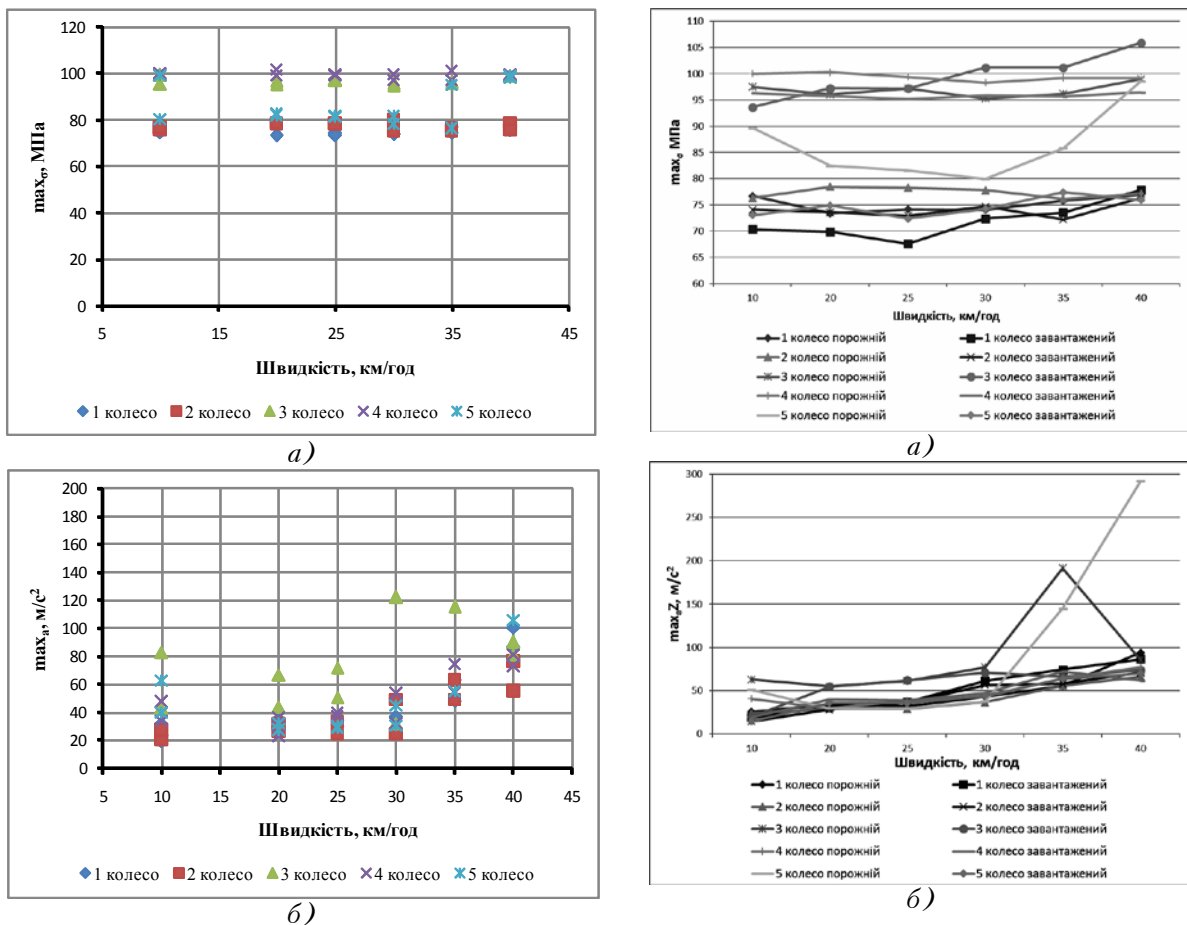


Рис. 8. Залежність max_v від max_a у вертикальному напрямку в досліджуваному діапазоні швидкостей для колісних пар локомотива (а) і піввагона (б)

При розгляді дослідного поїзда з порожнім вагоном була проведена подібна до зазначеної вище обробка даних. Аналіз впливу локомотива на колію (рис. 9) показав результати, подібні до результатів з рисунку 5, – відсутність впливу швидкості при $v = 10...40$ км/год. на статистичні параметри величини кромкових напружень рейок та лінійне зростання величини прискорень рейки.

Порівняння імовірнісних максимальних значень динамічного впливу від локомотива, який веде завантажений і порожній рухомий склад, на рейки представлена на рисунку 10. Прискорення рейки під час проїзду колісних пар локомотива, який веде порожній і завантажений вагони, як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках монотонно зростає і значущої відмінності в разі ведення вагонів різної завантаженості не спостерігається.



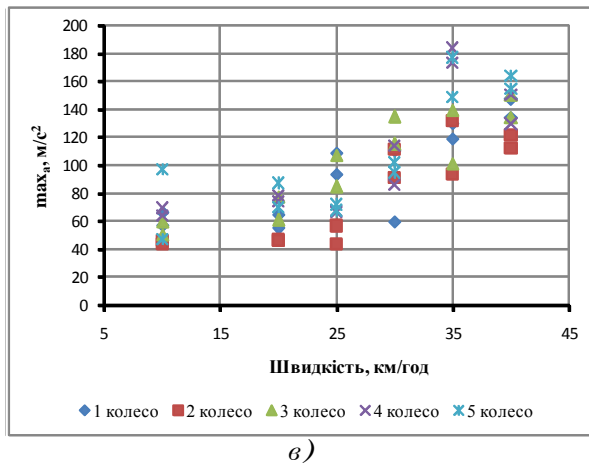


Рис. 9. Вплив швидкості руху на величини max_a (а), max_aZ (б), max_aY (в) для 1–5 колісних пар маневрового локомотива при веденні порожнього вагона

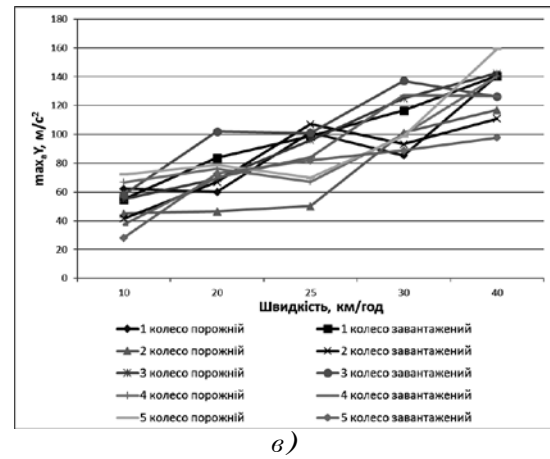
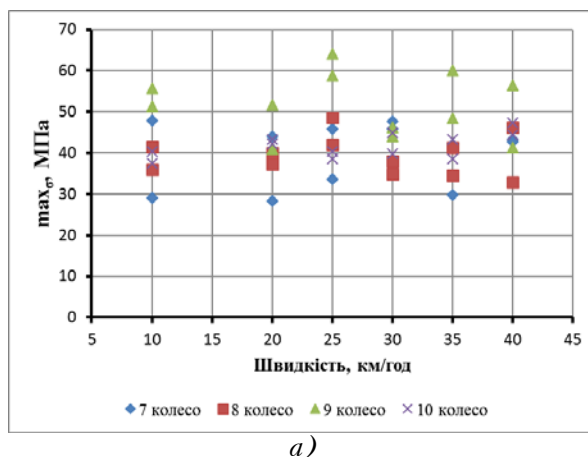
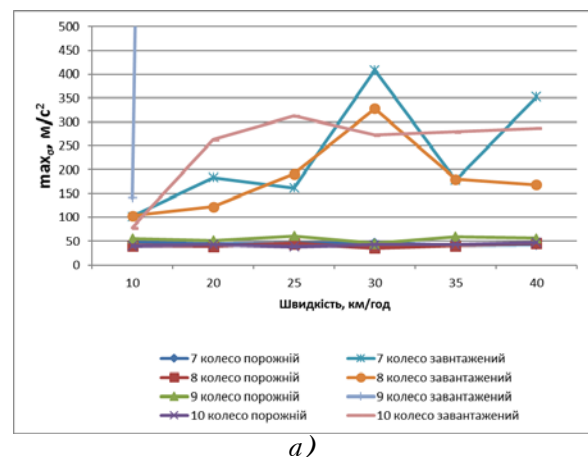


Рис. 10. Залежність max_a (а), max_aZ (б), max_aY (в) при проходженні 1–5 колісних пар локомотива, який веде порожній та завантажений піввагонів від швидкості руху в діапазоні $v = 10...40$ км/год.

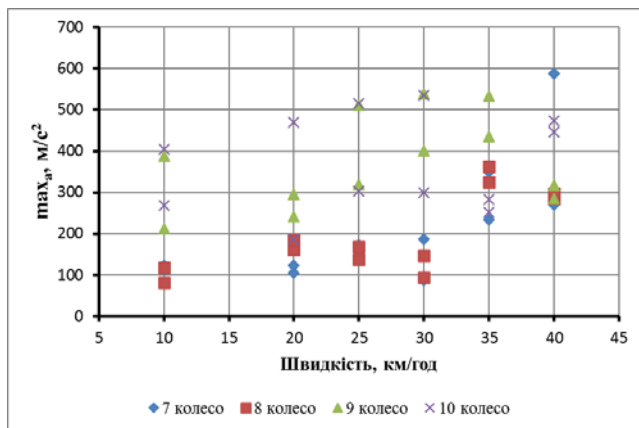
Розглядаючи статистичні характеристики під час проїзду порожнього піввагона з повзунами на колесах, слід зазначити, що простежується відсутність впливу швидкості руху в діапазоні 10...40 км/год. на величину кромкових напружень рейки і зростання величин прискорень рейок. При цьому встановлено, що величини max_a не перевищують нормативних значень в досліджуваному діапазоні швидкостей як для колісних пар з повзунами, так і для колісної пари без повзуна. Отримані результати узгоджуються з теоретичними дослідженнями [17], де також зазначається про відмінність в механізмах взаємодії колеса завантаженого і порожнього вагонів з повзуном з рейкою, а також наголошується, що коефіцієнт динамічності для порожнього вагона за швидкості 5 м/с є максимальним. У той же час, за результатами експериментальних досліджень можна зробити висновок про те, що величина кромкових напружень, що фіксувалася при русі порожнього вагону, не дозволяє виявити колеса з повзунами лише статистичними методами – величина допустимого значення кромкових напружень не перевищена. У той же час аналіз статистичних характеристик прискорень рейки показав розкид значень прискорень для різних коліс піввагона в 4–5 разів для max_aZ і в 2–3 рази для max_aY . Так, у всьому діапазоні швидкостей спостерігаються підвищені значення max_aZ для 3-го ($h_3 = 0,5$ мм, max_aZ сягає 550 м/с²) і 4-го ($h_4 = 1,0$ мм, max_aZ сягає 550 м/с²) колеса піввагона за умови, що для 1-го і 2-го коліс піввагона в усьому діапазоні швидкостей $max_aZ = 100 - 380$ м/с². У горизонтальному напрямку прискорення рейки під час проїзду різних коліс піввагона не настільки різке виділяються, але величини max_aY для 3-го колеса піввагона ($h_3 = 0,5$ мм) також мають підвищені значення і сягають 330 м/с².



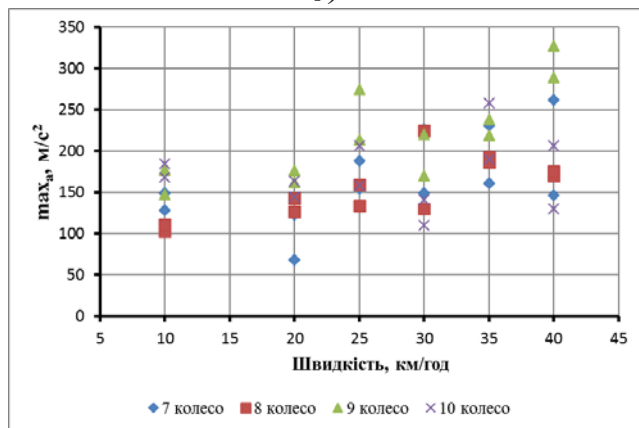
а)



а)

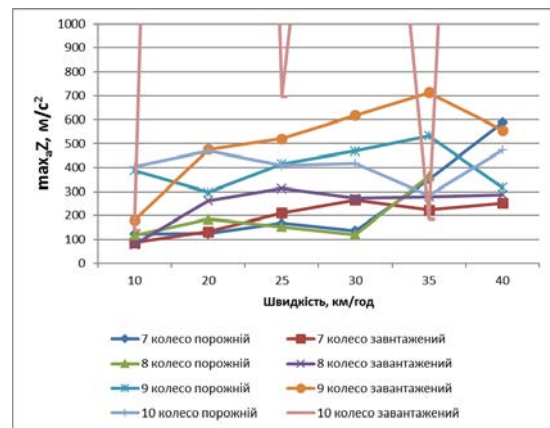


б)

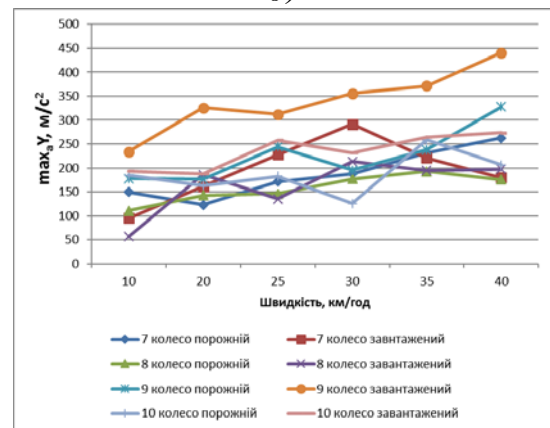


в)

Рис. 11. Вплив швидкості руху на величини max_a (а), max_aZ (б), max_aY (в) для 1–4 колісних пар порожнього піввагона



б)



в)

Рис. 12. Залежність max_a (а), max_aZ (б), max_aY (в) при проходженні 1–4 колісних пар порожнього та навантаженого піввагона від швидкості руху в діапазоні $v = 10 \dots 40$ км/год.

Порівняння імовірнісних максимальних значень динамічного впливу порожнього і навантаженого піввагонів на рейок представлено на рисунку 12, звідки випливає, що за величинами кромкових напружень (рис. 12, а), як і для локомотива (рис. 10, а), виразно простежується відмінність впливу порожнього і навантаженого піввагонів на колію.

Так, величина кромкових напружень для всіх коліс порожнього піввагона знаходиться в діапазоні 30–65 МПа, а для навантаженого – 140–10400 МПа. У той же час, за величинами прискорень рейки, що виникають як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках подібної тенденції не простежується. Прискорення рейки під час проїзду колісних пар порожнього і навантаженого піввагонів як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках монотонно зростає і значущої відмінності в разі проїзду піввагона різної завантаженості не спостерігається. Однак за величинами прискорень рейок можна виділити колеса, що викликають підвищені величини цього показника в різних умовах завантаженості – це 3 і 4 колісні пари піввагона.

Висновки. Запропоновано спосіб моніторингу робочих навантажень, що діють від рухомого складу на колійну структуру. Розроблений спосіб заснований на вимірах прискорень рейок в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках. Необхідні вимірювання здійснюються на обраному ділянці шляху за допомогою двовісних акселерометрів, що встановлюються на підшвах рейок між шпалами. На відміну від методу вимірювання напружень і сил, що використовується на даний час для оцінки впливу на колію рухомого складу на залізничних колії 1520 мм, даний спосіб не вимагає створення особливих умов для вимірювань. Загальна кількість акселерометрів, які встановлюються в певних перетинах колії з фіксованим кроком, залежить від мети моніторингу та характеристик дослідної ділянки. На

даний час пропонується спосіб моніторингу робочих навантажень проходить стадію експериментальних перевірок. У статті представлено результати польового тестування, що було проведено на ділянці колії, системи, що оснащена акселерометрами у 8-ми вимірювальних перетинах, і порівняння отриманих результатів зі стандартним методом визначення впливу рухомого складу на колію за допомогою визначення напружень в рейках. Для проведення експериментальних досліджень використовувався дослідний поїзд, що складався з маневрового локомотива ЧМЕЗ та піввагона. Поїзд проходив по дослідній ділянці в прямому і зворотному напрямках при швидкостях руху від 10 до 40 км/год. з інтервалом 5 км/год.

Порівняння статистичних параметрів досліджуваних величин напружень і прискорень рейок під час проїзду маневрового тепловоза показало, що швидкість в діапазоні 10...40 км/год. значно не впливає на статистичні параметри величин кромкових напружень рейок при веденні як порожнього, так і завантаженого вагонів, імовірно максимальне значення яких коливається в діапазоні $\max_{\sigma} = 66...106$ МПа. На відміну від напружень, величина прискорень рейки під час проїзду маневрового локомотива лінійно залежать від швидкості руху, при цьому дана тенденція спостерігається як у вертикальному, величина $\max_a Z$ сягає 227 м/с^2 , так і в горизонтальному, величина $\max_a Y$ сягає 283 м/с^2 , напрямках.

Аналіз статистичних параметрів напружень та прискорень рейок під час проїзду піввагона показав перевищення в кілька разів допустимого значення величини \max_{σ} для всіх коліс завантаженого піввагона на окремих швидкостях і для окремих проїздів, та знаходження у межах норми величини \max_{σ} для всіх колісних пар під час проїзду порожнього піввагона. Так, для всіх коліс порожнього піввагона $\max_{\sigma} = 30\div 65$ МПа, а для завантаженого $\max_{\sigma} = 140\div 10400$ МПа. Це показує, що лише за величиною \max_{σ} під час руху порожнього вагона неможливо виявити колеса з повзунами статистичними методами.

У той же час, під час проїзду колісних пар порожнього і навантаженого піввагонів прискорення рейок як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках монотонно зростає. А також спостерігаються аномальні значення \max_a під час проїзду 3 та 4 колісних пар завантаженого піввагона. При цьому цікавим є той факт, що 2-га колісна пара піввагона, що має найбільшу глибину дефекту ($h_2 = 2,5$ мм), як у завантаженому, так і в порожньому станах не викликає виникнення максимальних значень \max_a , на відміну від 3-ої ($h_3 = 0,5$ мм) і 4-ої ($h_4 = 1,0$ мм) колісних пар, в яких спостерігається перевищення величини \max_a в 2,5 раза, порівняно з величинами \max_a для 1-ї і 2-ї колісних пар завантаженого піввагона та в 4–5 разів для $\max_a Z$ і в 2–3 рази для $\max_a Y$ у випадку проїзду порожнього піввагона.

Список використаної літератури:

1. Ngigi R.W. Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics / R.W. Ngigi, Pislaru Crinela Bal Andrew and Gu Fengshou // Journal of Physics : Conference Series. 2012. С. 364.
2. Condition monitoring opportunities using vehicle-based sensors / C.P. Ward, P.F. Weston, E.J.C. Stewart ets. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F : Journal of Rail and Rapid Transit, 2011, Vol. 225, No 2, Pp. 202–218.
3. Mei T.X. Measurement of vehicle ground speed using bogie-based inertial sensors / T.X. Mei, H.Li // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F : Journal of Rail and Rapid Transit, 2008, Vol. 222, No 2, Pp. 107–116.
4. Using bogie-mounted sensors to measure wheel rolling and sliding in railway tracks / P.Monje, G.Martinez, B.Aranguren, L.Casado // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F : Journal of Rail and Rapid Transit, 2011.
5. A new measuring method of wheel–rail contact forces and related considerations / A.Matsumoto, Y.Sato, H.Ohno ets. // Wear, 2008, Vol. 265, No. 9–10, Pp. 1518–1525.
6. Bleakely S. Autonomous time frequency analysis of wagon body accelerations / S.Bleakely, S.Senini // Proceedings of the Fifth Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference 2004 Gold Coast Australia, 2004, Pp 34.6.1–34.6.12.
7. Bogie Condition Monitoring, Extract from the Railway technical handbook, Vol. 1, Chapter 8, Pp. 152–163.
8. Мостович А.В. Застосування методів кореляційного та спектрального аналізу до обробки результатів динамічних випробувань рухомого складу залізниць /

- А.В. Мостович, А.Ю. Черняк, О.С. Ноженко // Залізничний транспорт України. № 4 (113), 2015. С. 20–24.*
9. *Moynihan T.W. Railway safety technologies. Canada Research and traffic group / T.W. Moynihan, G.W. English, Jul. 2007.*
 10. *Real-time train wheel condition monitoring by fiber bragg grating sensors / C.Wei, Q.Xin, W.H. Chung ets. // International Journal of Distributed Sensor Networks, Vol. 2012, Pp. 1–7, 2012.*
 11. *Identification of existing and new technologies for wheelset condition monitoring // B.Brickle, R.Morgan, E.Smith ets.: Report for Task T607. TTCI Ltd UK RSSB, Jul 2008.*
 12. *Суворина Т.В. Динамическое взаимодействие систем полуограниченных и ограниченных деформируемых тел, моделирующих железнодорожный путь и объекты инфраструктуры : автореф. дисс. ... докт. физ-мат наук: 01.02.04. / Т.В. Суворина. Краснодар: РГУПС, 2004. 46 с.*
 13. *Technical documentation on the ADXL278 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL278.pdf.*
 14. *ДСТУ 7571:2014: Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію шириною 1520 мм, 2014.*
 15. *The experimental research of the dynamic loading of the railway track / A.Chernyak, J.Gerlici, O.Nozenko ets. // III-ro nmk konference pro mladý v decký pracovnnku "Experimentálna a vэро tovej metody v in enэrstvn", Usti nad Labem, Czech Republic, 2–3 June. 2016.*
 16. *ГОСТ Р 55050 – 2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний, 2013.*
 17. *Сладковский А. Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунов на колесной паре / А. Сладковский, Д.Ю. Погорелов // Вісник Східноукраїнського національного університету, № 5, 2008, С. 88–95.*

References:

1. Ngigi, R.W., Pislaru, C. B. A. and Gu, F. (2012), "Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics", *Journal of Physics: Conference Series*, 364 p.
2. Ward, C.P., Weston, P.F., Stewart, E.J.C., Li, H., Goodall, R.M., Roberts, C., Mei, T.X., Charles, G. and Dixon, R. (2011), "Condition monitoring opportunities using vehicle-based sensors", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 225, No. 2, pp. 202–218.
3. Mei, T.X. and Li, H. (2008), "Measurement of vehicle ground speed using bogie-based inertial sensors", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 222, No. 2, pp. 107–116.
4. Monje, P., Martinez, G., Aranguren, B. and Casado, L. (2011), "Using bogie-mounted sensors to measure wheel rolling and sliding in railway tracks", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*.
5. Matsumoto, A., Sato, Y. and Ohno, H. (2008), "A new measuring method of wheel–rail contact forces and related considerations", *Wear*, Vol. 265, No. 9–10, pp. 1518–1525.
6. Bleakely, S. and Senini, S. (2004), "Autonomous time frequency analysis of wagon body accelerations", *Proceedings of the Fifth Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference*, Gold Coast Australia, pp. 34.6.1–34.6.12.
7. "Bogie Condition Monitoring" (2012), in *Railway technical handbook*, Vol. 1, Chapter 8, pp. 152–163.
8. Mostovych, A.V., Cherniak, A.Yu. and Nozenko, O.S. (2015), "Zastosuvannja metodiv koreljacijnogo ta spektral'nogo analizu do obrobky rezul'tativ dynamichnyh vyprobuvan' ruhomogo skladu zaliznyc'", *Zaliznychnyi transport Ukrainy*, No. 4 (113), pp. 20–24.
9. Moynihan, T.W. and English, G.W. (2007), *Railway safety technologies*, Research and traffic group, Canada, 62 p.
10. Wei, C., Xin, Q., Chung, W.H., Liu, S., Tam, H. and Ho, S.L. (2012), "Real-time train

- wheel condition monitoring by fiber bragg grating sensors”, *International Journal of Distributed Sensor Networks*, Vol. 2012, pp. 1–7.
11. Brickle, B., Morgan, R., Smith, E., Brosseau, J. and Pinney, C. (2008), “Identification of existing and new technologies for wheelset condition monitoring”, *Report for Task T607 TTCI Ltd UK RSSB*.
 12. Suvorina, T.V. (2004), *Dinamicheskoe vzaimodeystvie sistem poluogranichennyih i ogranichennyih deformiruyemyih tel, modeliruyuschih zheleznodorozhnyiy put i ob'ekty infrastruktury: Author's abstract*, RGUPS, Krasnodar, 46 p.
 13. *Technical documentation on the ADXL278*, available at: www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL278.pdf
 14. DSTU 7571:2014 (2014), *Ruhomiy sklad zaliznits. Normi dopustimogo vplivu na zaliznichnu koliyu shirinoyu 1520 mm*, Minekonomrosvytku, Kyiv, 19 p.
 15. Chernyak, A., Gerlici, J., Nozhenko, O., Domin, R., Kravchenko, K. and Lack, T. (2016), “The experimental research of the dynamic loading of the railway track”, *Proceedings of the III International conference for young scientists “Experimental and computational methods in Engineering”*, 2–3 June 2016, Usti nad Labem, Czech Republic.
 16. GOST R 55050 – 2012 (2013), *Zheleznodorozhnyiy podvizhnoy sostav. Normyi dopustimogo vozdeystviya na zheleznodorodnyiy put i metodyi ispytaniy*, Standartinform, Moscow, 15 p.
 17. Sladkovskiy, A. and Pogorelov, D.Yu. (2008), “Issledovanie dinamicheskogo vzaimodeystviya v kontakte koleso-rels pri nalichii polzunov na kolesnoy pare”, *Visnyk Shidnoukrai'ns'kogo nacional'nogo univertsytetu im. V. Dalya*, No. 5, pp. 88–95.

НОЖЕНКО Олена Сергіївна – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, докторант кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Наукові інтереси:

- динаміка рухомого складу залізниць;
- енергоефективність та екологічність засобів транспорту.

Тел.: (099) 909–32–478.

E-mail: nozhenko.olena@gmail.com

ЧЕРНЯК Ганна Юріївна – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, провідний науковий співробітник кафедри залізничного транспорту Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

Наукові інтереси:

- динаміка рухомого складу залізниць.

Тел.: (067) 656–05–09.

E-mail: anchernyak1520mm@gmail.com

МОСТОВИЧ Анатолій Валентинович – кандидат технічних наук, начальник відділення Філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» ПАТ «УЗ».

Наукові інтереси:

- динаміка рухомого складу залізниць;
- експериментальні дослідження рухомого складу залізниць.

Тел.: (050) 444–14–57.

E-mail: mostovich1520mm@gmail.com

Стаття надійшла до редакції 16.09.2016