

УДК 629.4.027.31-272.82

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ І ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРИ ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В МЕЖАХ СТРІЛКИ СТРІЛОЧНОГО ПЕРЕВОДУ

Доктор філософії А. Я. Кузишин, д-р техн. наук В. В. Ковальчук

INVESTIGATION OF VERTICAL AND HORIZONTAL DEFORMATIONS OF THE PNEUMATIC SPRING OF A HIGH-SPEED MOVING VEHICLE IN THE LIMITS OF THE ARROW OF THE ARROW GEAR

PhD A. Kuzyshyn, Doctor of Technical Sciences V. Kovalchuk

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.209.2024.314240>



***Анотація.** Розроблено методологію натурних випробувань динамічної поведінки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу з використанням рухомої випробувальної установки. Методом експериментальних досліджень визначено вертикальні та горизонтальні деформації пневматичної ресори в межах стрілки стрілочного переводу. Встановлено, що вертикальні деформації пневматичної ресори при русі установки по стрілочному переводу в пошерстному і протишерстному напрямках є більшими за горизонтальні. У протишерстному напрямку руху випробувальної установки вертикальні деформації пневматичної ресори є більшими порівняно з протилежним напрямком руху, а горизонтальні деформації за будь-якого напрямку руху стрілочним переводом не значно змінюють свою величину. Визначено середні значення максимальних вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в межах стрілки стрілочного переводу.*

***Ключові слова:** швидкісний рухомий склад, пневматична ресора, стрілочний перевід, вертикальна деформація ресори, випробувальна установка*

***Abstract.** The object of the research is the pneumatic spring of the second stage of the spring suspension of the high-speed rolling stock of the railway. The vertical and horizontal deformations of the pneumatic spring within the scope of the arrow translation are studied. For constructive reasons, two sections of the turnout were chosen, namely the section of the tip of the spikes and the*

section of the root of the spikes. In order to determine the deformations of the pneumatic spring, a methodology for its full-scale testing has been developed, which includes the use of a test rig that has a rigid metal frame on which the pneumatic spring and measuring equipment are installed. High-frequency potentiometric linear displacement sensors were used to measure vertical and horizontal deformations. In accordance with the developed complex program of field tests, records of vertical and horizontal deformations of the pneumatic spring of the high-speed rolling stock were obtained during the movement of the turn signal in the forward and opposite directions. It was found that the vertical deformations of the pneumatic spring within the range of movement by the arrow transfer in the furrow and anti-furrow directions are greater than the horizontal ones. In addition, in the opposite direction of movement of the test rig, the vertical deformations of the pneumatic spring are larger compared to the opposite direction of movement. It was established that the maximum values of the vertical deformations of the pneumatic spring are within the range of 3.14–5.05 mm in the wool direction and 4.88–5.95 mm in the anti-wool direction. The maximum values of horizontal deformations are within 1.62–2.94 mm and 1.30–2.53 mm, respectively. It was established that the average value of the vertical and horizontal deformations of the pneumatic spring of the high-speed rolling stock within the range of the arrow of the turnout is: for forward motion – 3.85 mm and 2.02 mm, for forward motion – 5.48 mm and 1.82 mm, respectively. The obtained results will make it possible to proceed to the determination of the dynamic characteristics of the pneumatic spring, and at the stage of designing high-speed rolling stock to study its dynamic indicators and traffic safety indicators under different operating conditions.

Keywords: high-speed rolling stock, pneumatic spring, turnout, vertical deformation of the spring, test facility.

Вступ. Умовою безпечної експлуатації рухомого складу є дотримання в допустимих межах показників динамічних якостей механічної частини рухомого складу, які включають показники, що оцінюють віброзахисні властивості механічної частини, і показники безпеки руху [1, 2].

Рівень зазначених показників залежить від конструктивних особливостей рухомого складу та умов його взаємодії з рейковою колією. Конструктивними особливостями швидкісного рухомого складу є використання у другому ступені ресорного підвішування пневматичної ресори (рис. 1), характеристиками якої є жорсткість і демпфування, змінювані внаслідок перетікання повітря з пневматичної ресори в додатковий резервуар і навпаки [3].

Основним збурювальним фактором механічної частини рухомого складу є конструктивні та експлуатаційні особливості рейкової колії, а також особливості її взаємодії з рухомим складом,

включаючи його рух у прямих і кривих ділянках колії, а також стрілочними переводами. Експлуатація рухомого складу стрілочними переводами накладає основні обмеження експлуатаційної швидкості, оскільки в механічній частині рухомого складу виникають додаткові динамічні сили. Ці сили спричиняють значні деформації в'язей між конструктивними елементами рухомого складу, що призводить до збільшення показників динамічних якостей механічної частини рухомого складу.



Рис. 1. Пневматична ресора швидкісного рухомого складу

Також слід зазначити, що деформації пневматичної ресори як основного конструктивного елемента механічної частини швидкісного рухомого складу залежать не тільки від умов взаємодії рухомого складу з рейковою колією, а також і конструктивних особливостей самої ресори.

Тому актуальним завданням є встановлення деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в межах стрілки стрілочного перевалу, що дасть змогу перейти до встановлення динамічних характеристик пневматичної ресори і на етапі проектування рухомого складу досліджувати його динамічні показники та показники безпеки руху, враховуючи різні умови експлуатації.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Протягом останніх років відбувається активне дослідження динамічної поведінки пневматичної ресори рухомого складу за різних умов її експлуатації.

Розглянуто вплив пневматичної системи ресорного підвішування на комфортність руху рухомого складу [4]. Проведено експериментальне визначення динамічної жорсткості пневматичної ресори залежно від тиску, об'єму додаткового резервуара і діаметра з'єднувального трубопроводу. Встановлено, що в діапазоні частот від 6 до 14 Гц робота пневматичної системи ресорного підвішування є нелінійною, а жорсткість змінюється залежно від амплітуди збурення. Показано, що вертикальні прискорення швидкісного рухомого складу переважно залежать від показників демпфування пневматичної системи ресорного підвішування, що впливає на комфортність руху рухомого складу. Однак дослідження динамічної поведінки пневматичної ресори в межах руху рухомого складу стрілочним перевалом не проводили.

Для дослідження динамічної поведінки пневматичної системи ресорного підвішування розроблено два різних

підходи: квазістатичний і динамічний [5, 6]. За квазістатичного підходу частота збурювальної сили становила 0,05 Гц, а динамічного – до 20 Гц. При дослідженні застосовано три режими деформації пневматичної ресори: вертикальні, бокові та крен. Встановлено, що бокова деформація та деформація крену пневматичної ресори не впливають на створювану вертикальну силу. Однак збурення відбувалося за косинусоїдальним законом, що не дає змогу врахувати реальні умови експлуатації рухомого складу.

У роботі [7] проведено випробування пневматичної ресори відповідно до стандарту EN13597 при вертикальному навантаженні 109,8 кН з амплітудою ± 10 мм і частотою збурення від 0,5 до 10 Гц. Досліджено вплив довжини та діаметра з'єднувального трубопроводу, а також об'єму додаткового резервуара на динамічні характеристики пневматичної системи ресорного підвішування.

Експериментально досліджено вертикальну жорсткість пневматичної ресори [8]. Амплітуда і частота збурення становили 10 мм і 0,125 Гц відповідно. Результати використані для перевірки адекватності аналітичної формули визначення вертикальної жорсткості пневматичної ресори. Встановлено, що значення вертикальної жорсткості, отримані за аналітичною формулою, набагато менші, ніж експериментальні результати для випадку, коли пневматична ресора оснащена додатковим резервуаром великого об'єму.

У роботі [9] авторами на основі термодинаміки та гідродинаміки створено математичну модель вертикальної жорсткості пневматичної ресори. Проведені експериментальні дослідження дали змогу перевірити адекватність запропонованої математичної моделі та дослідити вплив геометричних параметрів пневматичної ресори і з'єднувального трубопроводу на вертикальну жорсткість пневматичної ресори.

Експериментально досліджено вплив клапана висото-регулювання і перепаду тиску між пневматичними ресорами на динамічну роботу пневматичної системи ресорного підвішування та відповідно силову взаємодію рухомого складу з рейковою колією [10]. Чисельні результати, отримані за допомогою запропонованої моделі, чітко вказують на важливість моделювання нелінійних характеристик потоку вирівнювальних клапанів і клапанів перепаду тиску для оцінювання безпеки рухомого складу при роботі на низьких швидкостях у кривих ділянках залізничної колії.

У роботі [11] авторами досліджено вплив початкового кута важеля висото-регулювання на дисбаланс вертикального навантаження на колеса колісної пари при проходженні рухомого складу кривих ділянок залізничної колії.

У роботі [12] проведено моделювання поведінки пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках. Для цього в середовищі AMESim було створено 3D-модель пневматичної ресори і проведено випробування на жорсткість із використанням як експериментальних стендів, так і моделювання.

Теоретичними та експериментальними методами досліджено динамічну поведінку пневматичної системи ресорного підвішування залежно від типу з'єднувального трубопроводу [13]. Встановлено, що для демпфування низькочастотних збурень рекомендовано застосовувати тип з'єднувального трубопроводу «сильфон-труба-додатковий резервуар», а високочастотних збурень – «сильфон-додатковий резервуар».

У роботі [14] досліджено динамічні характеристики пневматичної ресори без з'єднувального трубопроводу певної довжини. У такій системі демпфування відбувається внаслідок перетікання повітря з пневматичної ресори безпосередньо в додатковий резервуар і навпаки через сильфонний отвір. Для цього

використовували вібростенд, який генерував синусоїдальні збурення з певною амплітудою і частотою.

Проведений аналіз науково-дослідних праць [4–14] показує, що питання дослідження динамічних характеристик пневматичної ресори швидкісного рухомого складу досліджували особливо ретельно. Це пов'язано з їхнім безпосереднім впливом на динамічні показники та показники безпеки руху рухомого складу. Однак як збурення пневматичної ресори приймають синусоїдальну нерівність, що не дає змогу дослідити динамічну поведінку пневматичної ресори за різних умов її експлуатації.

Тому на полігоні залізничної колії за допомогою розробленої випробувальної установки проведено експериментальні дослідження вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори в межах стрілочного перевалу. При цьому збурення з боку рейкової колії мають випадковий характер, що дає змогу відтворити реальні умови експлуатації рухомого складу.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою роботи є експериментальне визначення вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в межах стрілки стрілочного перевалу в пошерстному та протишерстному напрямках руху.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Розробити методологію експериментальних досліджень динамічної поведінки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу при взаємодії з рейковою колією в межах стрілочного перевалу.

2. Встановити вертикальні та горизонтальні деформації пневматичної ресори швидкісного рухомого складу при взаємодії з рейковою колією в межах стрілки стрілочного перевалу в пошерстному та протишерстному напрямках.

Основна частина дослідження.

Дослідження вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу проводили на

полігоні залізничної колії в межах стрілочного переходу. Вигляд випробувального полігона та випробувальної установки наведено на рис. 2.

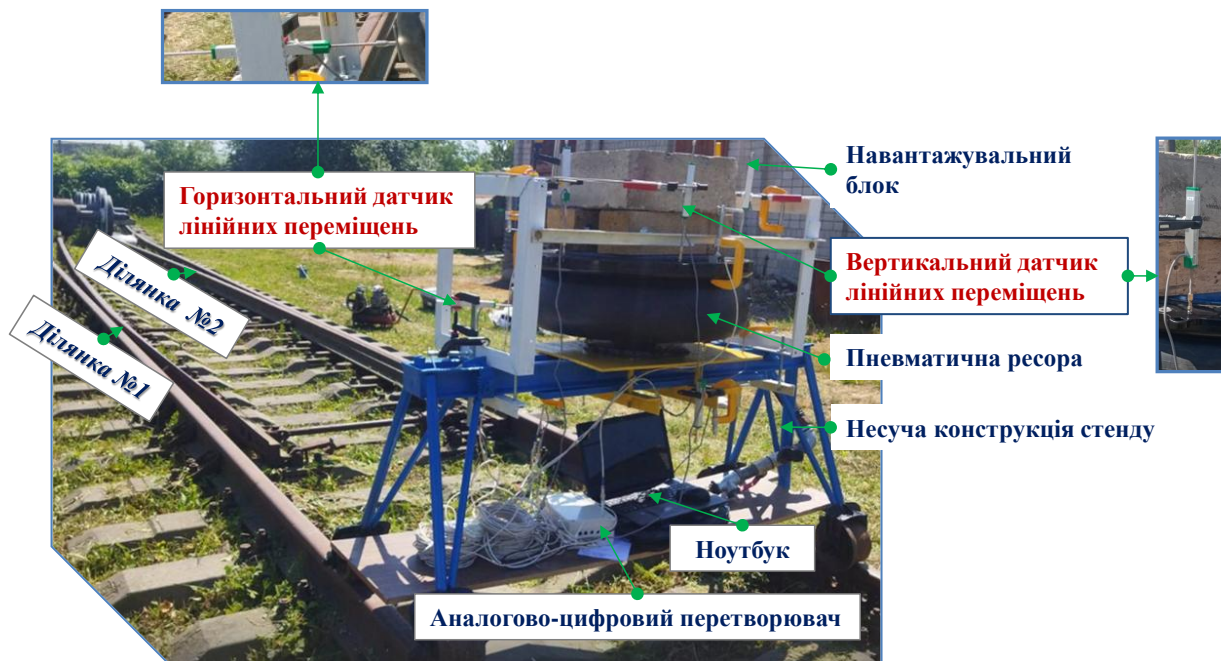


Рис. 2. Випробувальна установка пневматичної ресори швидкісного рухомого складу

Випробувальна установка складається:

- із несучої П-подібної конструкції, вузли якої жорстко з'єднані між собою, а низ оперто на чотири рухомих металевих колеса, які мають поперечний профіль, що дає змогу контактувати з гостряками та рамними рейками стрілочного переходу;

- пневматичної ресори швидкісного рухомого складу, яка нижньою металевою пластиною оперта на верх П-подібної несучої рами конструкції і з'єднана з нею нерухомо за допомогою чотирьох болтів;

- високочастотних потенціометричних датчиків лінійних переміщень, якими вимірюють вертикальні та горизонтальні деформації пневматичної ресори. Датчики переміщень нерухомою корпусною частиною зафіксовані струбцинами до спеціально вмонтованих квадратних рамок

П-подібної несучої рами. При цьому рухома частина датчиків торкається поверхні ресори. Відлік вважають нульовим;

- ноутбука, на якому встановлено спеціалізоване програмне забезпечення для зчитування вимірних значень вертикальних і горизонтальних деформацій. Усі вимірні дані деформацій пневматичної ресори зберігають у пам'яті комп'ютера, у подальшому обробляють та аналізують у лабораторних умовах;

- запрограмованого аналогово-цифрового перетворювача, до каналів якого через механічні роз'єми підключено лінійні датчики переміщень.

Унаслідок проїзду випробувальної установки стрілочним переходом відбувається коливання пневматичної ресори. Основними збудниками коливань на стрілочному переході є ділянки 1 і 2 (рис. 3).



Рис. 3. Характерні ділянки на стрілочному переводі, які викликають значні збурення пневматичної ресори

Ділянка 1 – від другої перевідної тяги стрілочного переводу в бік кореня гостряків довжиною 1,0 м, а ділянка 2 – корінь гостряків стрілочного переводу. При русі випробувальної установки по ділянці 1 відбуваються не тільки значні вертикальні деформації ресори, а додатково виникають і горизонтальні. У випадку проїзду випробувальної установки по ділянці 2 переважальними є вертикальні деформації пневматичної ресори, що пов'язано із проїздом колеса установки стикової нерівності (стик величиною 12 мм).

Програмою експериментів передбачено одночасне вимірювання вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори при проїзді установки в напрямках

від вістря гостряків до кореня гостряків стрілочного переводу і зворотному напрямку. У результаті здійснено по шість проїздів в одному та другому напрямках по стрілочному переводу. Виміряні дані вертикальних і горизонтальних переміщень пневматичної ресори після кожного проїзду випробувальної установки зберігали в окремому файлі на комп'ютері.

Результати досліджень. Провівши натурні випробування пневматичної ресори швидкісного рухомого складу, отримано синхронні записи її вертикальних і горизонтальних деформацій при русі ділянками 1 і 2 стрілочного переводу в пошерстному та протишерстному напрямках (рис. 4–7).

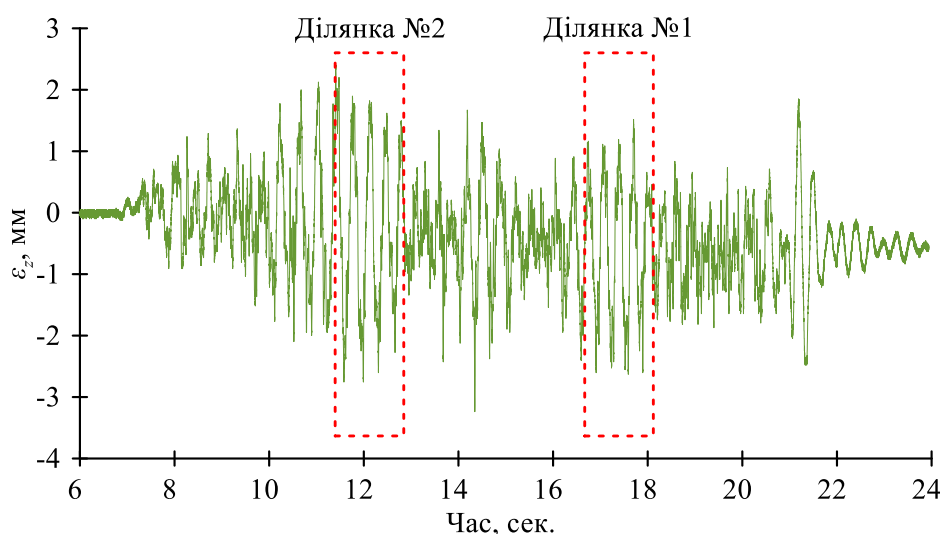


Рис. 4. Запис вертикальних деформацій пневматичної ресори в напрямку до вістря гостряків стрілочного переводу

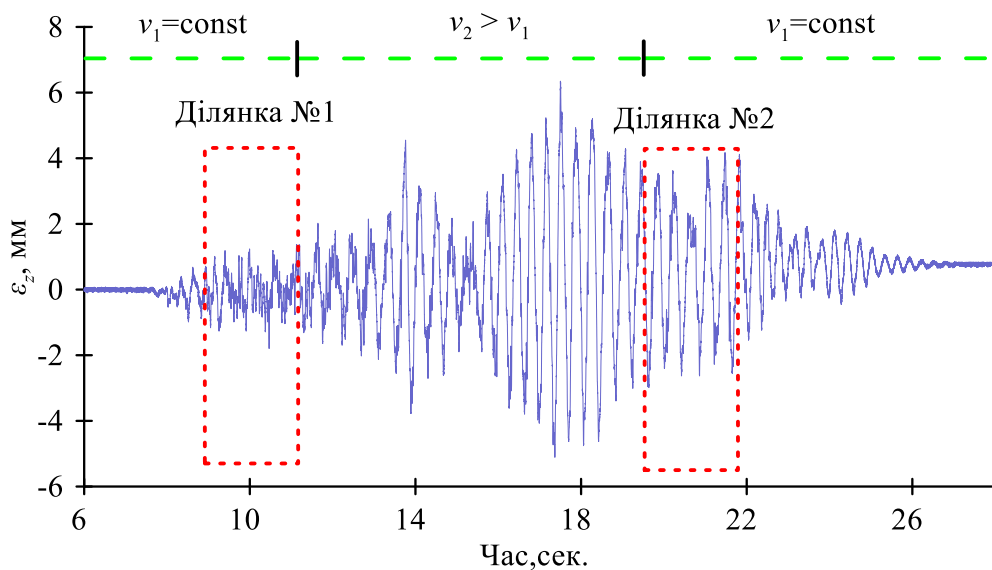


Рис. 5. Запис вертикальних деформацій пневматичної ресори в напрямку до кореня гостряків стрілочного переводу

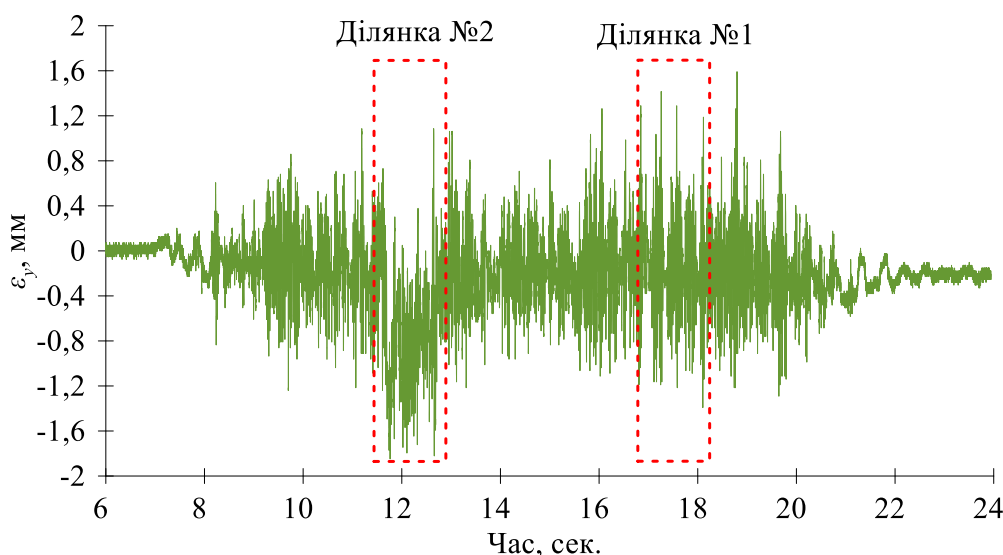


Рис. 6. Запис горизонтальних деформацій пневматичної ресори в напрямку вістря гостряків стрілочного переводу

Аналіз рис. 4–7 показує, що вертикальні деформації пневматичної ресори в межах руху стрілочним переводом у пошерстному та протишерстному напрямках є більшими за горизонтальні. Крім того, у напрямку руху випробувальної установки до кореня гостряків вертикальні деформації пневматичної ресори є більшими порівняно з протилежним

напрямком руху. Це можна пояснити особливостями вкочування колеса на вістря гостряка та ударним навантаженням, що виникає внаслідок руху по стику в межах ділянки кореня гостряків. Слід зазначити, що горизонтальні деформації за будь-якого напрямку руху стрілочним переводом є практично однаковими.

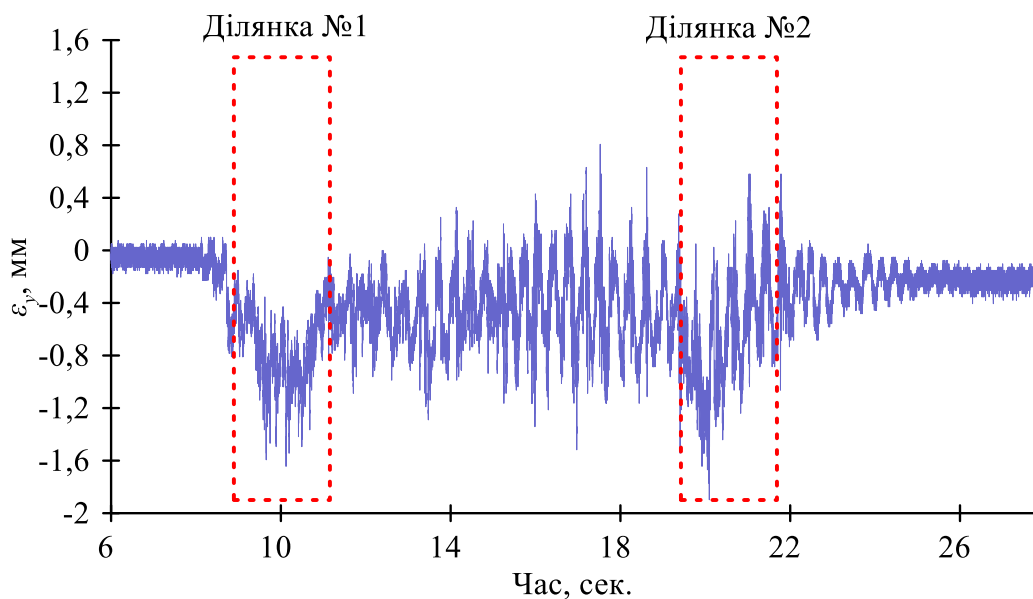


Рис. 7. Запис горизонтальних деформацій пневматичної ресори в напрямку до кореня гостряків стрілочного переводу

У результаті 14 проїздів випробувальної установки по ділянках 1 і 2 стрілочного переводу в пошерстному та протишерстному напрямках встановлено максимальні значення вертикальних деформацій пневматичної ресори – 3,14–5,05 мм у пошерстному напрямку та 4,88–5,95 мм у протишерстному напрямку. Максимальні значення горизонтальних деформацій – 1,62–2,94 мм і 1,30–2,53 мм відповідно.

На рис. 5 показано, що при русі випробувальної установки по ділянках 1 і 2 її швидкість була постійною ($v_1 = \text{const}$). Проте між цими ділянками швидкість випробувальної установки змінювалася, збільшуючись (рівноприскорений рух) і зменшуючись (рівноуповільнений рух) відповідно, що призводило до збільшення та зменшення вертикальних деформацій пневматичної ресори.

Маючи діапазони максимальних значень вертикальних і горизонтальних деформацій пневматичної ресори, знайдемо їхні середні значення (рис. 8, 9).

Із рис. 8, 9 випливає, що середні значення вертикальних деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в межах стрілки стрілочного переводу для пошерстного руху складають 3,85 мм, для протишерстного – 5,48 мм. Відповідно значення горизонтальних деформацій пневматичної ресори складають 2,02 і 1,82 мм.

На основі отриманих результатів можна встановлювати динамічні характеристики пневматичної ресори, використання яких ще на етапі проектування швидкісного рухомого складу дасть змогу досліджувати його динамічні показники та показники безпеки руху за різних умов експлуатації.

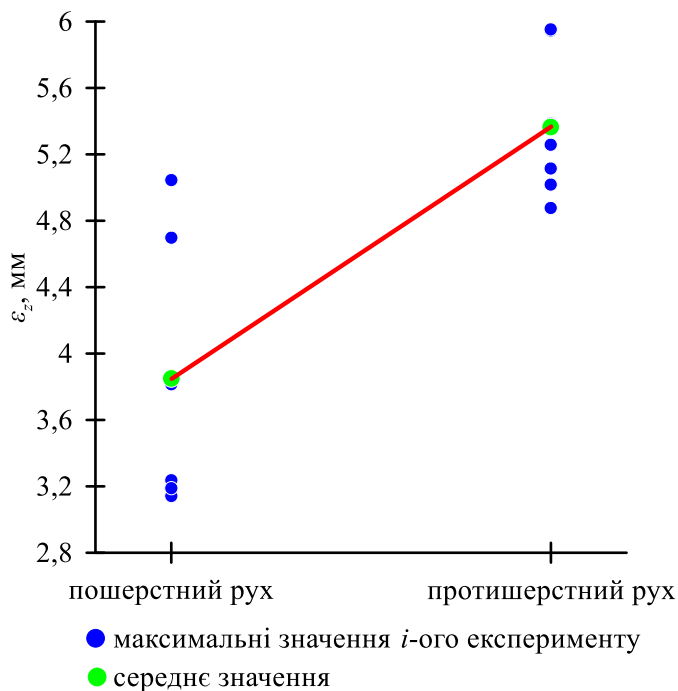


Рис. 8. Середні значення вертикальних деформацій пневматичної ресори в пошерстному та протишерстному напрямках руху стрілочним переводом

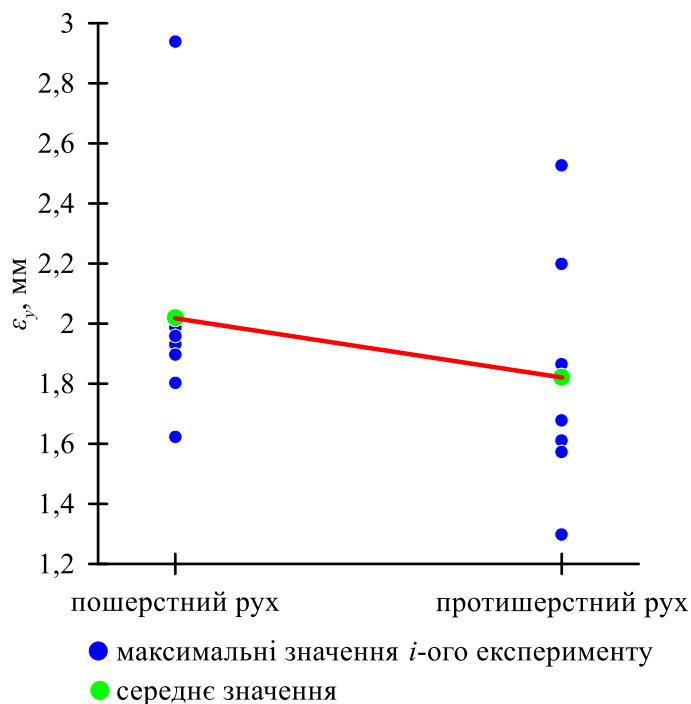


Рис. 9. Середні значення горизонтальних деформацій пневматичної ресори в пошерстному та протишерстному напрямках руху стрілочним переводом

Висновки. Розроблено методологію натурних випробувань пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в умовах руху стрілочним переводом.

Встановлено, що вертикальні деформації пневматичної ресори в межах руху стрілочним переводом у пошерстному та протишерстному напрямках є більшими за горизонтальні. Крім того, у протишерстному напрямку руху випробувальної установки вертикальні деформації пневматичної ресори є більшими порівняно з протилежним

напрямок руху, а горизонтальні деформації за будь-якого напрямку руху стрілочним переводом є практично однаковими.

Середнє значення отриманих вертикальних деформацій пневматичної ресори швидкісного рухомого складу в межах стрілки стрілочного переводу для пошерстного руху складає 3,85 мм, а протишерстного – 5,48 мм. При цьому середнє значення горизонтальних деформацій пневматичної ресори складають 2,02 і 1,82 мм відповідно.

Список використаних джерел

1. Kuzyshyn A., Batig A., Kostritsa S., Sobolevska J., Kovalchuk V., Dovhanyuk S., Voznyak O. Research of safety indicators of diesel train movement with two-stage spring suspension. *BulTrans 2018: 10th Intern. Sci. Conf. on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies*. Vol. 234 (2018). <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823405003>.
2. Kuzyshyn A., Batig A., Kostritsa S., Sobolevska J., Dovhaniuk S., Dzhus V. Study of the Dynamic Behavior of Rolling Stock using a Computer Experiment. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 15th Intern. Sci. and Techn. Conf. «Problems of the railway transport mechanics» (PRTM 2020)*. Vol. 985. Dnipro, Ukraine (2020). DOI: 10.1088/1757-899X/985/1/012002.
3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Y., Royko Y., Kravets I. Determining the effect of additional tank volume and air pressure in the spring on the dynamic indicators of a pneumatic system of spring suspension in high-speed railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. 3/7 (129). P. 47–62. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304051>.
4. Alonso A., Giménez J. G., Nieto J., Vinolas J. Air suspension characterisation and effectiveness of a variable area orifice. *Vehicle System Dynamics*. 2010. Vol. 48. Iss. sup1. P. 271–286. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423111003731258>.
5. Facchinetti A., Mazzola L., Alfi S., Bruni S. Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort. *Vehicle System Dynamics*. 2010. Vol. 48. Iss. sup1. P. 429–449. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2010.486036>.
6. Mazzola L., Berg M. Secondary suspension of railway vehicles – air spring modelling: performance and critical issues. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2014. Vol. 228. Iss. 3. P. 225–241. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409712470641>.
7. Sayyaadi H., Shokouhi N. Effects of air reservoir volume and connecting pipes length and diameter on the air spring behavior in rail vehicles. *Iranian Journal of Science and Technology Transaction B: Engineering*. 2010. Vol. 34, № B5. P. 499–508.

8. Li X., He Y., Liu W., Wei Y. Research on the vertical stiffness of a rolling lobe air spring. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 2015. Vol. 230. Iss. 4. P. 1172–1183. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715585370>.
9. Xu L. Mathematical modeling and characteristic analysis of the vertical stiffness for railway vehicle air spring system. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020. Vol. 220. P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.1155/2020/2036563>.
10. Nakajima T., Shimokawa Y., Mizuno M., Sugiyama H. Air Suspension System Model coupled with leveling and differential pressure valves for railroad vehicle dynamics simulation. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*. 2014. Vol. 9. Iss. 3. P. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4026275>.
11. Tanaka T., Sugiyama H. Prediction of railway wheel load unbalance induced by air suspension leveling valves using quasi-steady curve negotiation analysis procedure. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K: J. Multi-Body Dyn.* 2019. 234. P. 19–37. DOI: 10.1177/1464419319867179.
12. Qi Z, Li F, Yu D. A three-dimensional coupled dynamics model of the air spring of a high-speed electric multiple unit train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2017. 231(1). P. 3-18. DOI:10.1177/0954409715620534.
13. Gao H. X., Chi M. R., Zhu M. H., Wu P. B. Study on different connection types of air spring. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 423–426. P. 2026–2034. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.423-426.2026>.
14. Sihong Z., Jiasheng W., Ying Z. Research on theoretical calculation model for dynamic stiffness of air spring with auxiliary chamber. *2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference* (Harbin, 3-5 Sept. 2008). Harbin, 2008. P. 2–7. DOI: <https://doi.org/10.1109/vppc.2008.4677717>.

Кузишин Андрій Ярославович, доктор філософії, доцент кафедри залізничного транспорту, Інститут механічної інженерії та транспорту національного університету «Львівська політехніка». ORCID 0000-0002-3012-5395. Тел.: +38(098)116-99-47. E-mail: andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua.

Ковальчук Віталій Володимирович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри залізничного транспорту, Інститут механічної інженерії та транспорту національного університету «Львівська політехніка». ORCID 0000-0003-4350-1756. Тел.: +38(097)223-72-43. E-mail: kovalchuk.diit@gmail.com.

Kuzyshyn A., PhD, Associate Professor, Department of Railway transport, Institute of Mechanical Engineering and Transport. Lviv Polytechnic National University. ORCID 0000-0002-3012-5395. Tel.: +38(098)116-99-47. E-mail: andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua.

Kovalchuk V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Railway transport, Institute of Mechanical Engineering and Transport. Lviv Polytechnic National University. ORCID 0000-0003-4350-1756. Tel.: +38(097)223-72-43. E-mail: kovalchuk.diit@gmail.com.

Статтю прийнято 1.10.2024 р.