

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2020-261-5-67-73>

УДК 629.463

## ВПЛИВ ПОВЗДОВЖНЬО-ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ ГАЛЬМОВОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІЗКА ВАГОНА, ОБЛАДНАНОГО НОВИМ КОНЦЕПТОМ УПРЯЖНОГО ПРИСТРОЮ

Фомін О.В., Ловська А.О., Горбунов М.І.

## THE INFLUENCE OF LONGITUDINAL-DYNAMIC LOADS ON THE STRENGTH OF THE BRAKE LEVEL TRANSMISSION OF A WAGON FURNISHED WITH A NEW CONCEPT OF A DRIVE

Fomin O.V., Lovska A.O., Horbunov M.I.

*Досліджено повздожню навантаженість вантажного поїзда, обладнаного новими концептами упряжного пристрою. Встановлено, що використання концепту упряжного пристрою дозволяє знизити повздожню навантаженість поїзда майже на 30% у порівнянні з типовою схемою взаємодії локомотива з вагонами. Проведено розрахунок на міцність гальмової важільної передачі вантажного вагона, обладнаного новим концептом упряжного пристрою. При цьому максимальні еквівалентні напруження в елементах гальмової важільної передачі нижчі майже на 35% у порівнянні з типовою схемою. Проведені дослідження сприятимуть створенню інноваційних конструкцій рухомого складу з покращеними техніко-економічними та динамічними показниками.*

**Ключові слова:** упряжний пристрій; повздожня динаміка; динамічна навантаженість; несуча конструкція; міцність; гальмова важільна передача.

**Вступ.** Підвищення швидкостей руху залізничного транспорту в сучасних умовах експлуатації вимагає приділення особливої уваги питанням забезпечення безпеки руху. Однією з найважливіших складових рухомого складу, від якої залежить безпека руху є гальмова система. Складові гальмової системи в умовах експлуатаційних режимів випробовують значні навантаження. Для забезпечення ефективності роботи гальмової системи постійно приділяється увага удосконаленню її конструкції, матеріалів виконання, схеми роботи тощо.

Важливо зазначити, що зменшити навантаженість гальмової системи рухомого складу, зокрема гальмової важільної передачі, як виконавчої складової гальма, можливо шляхом зменшення повздожньої навантаженості поїзда. Відомо, що повздожнє навантаження в поїзді сприймається автозчепним пристроєм та частково гаситься поглинальним апаратом упряжного пристрою.

На сьогоднішній день у типовій конструкції автозчепного пристрою СА-3 використовуються упряжні пристрої, які складаються з тягового хому та поглинальним апаратом, клина, підтримуючої планки та упорної плити. При цьому поглинальні апарати мають достатньо складну конструкцію та значну вартість.

Тому впровадження нового концепту упряжного пристрою з метою зменшення динамічної навантаженості рухомого складу є досить актуальною задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження повздожньо-динамічних сил у вантажному поїзді при використанні різних типів поглинальних апаратів проводиться у [1]. Моделювання повздожньої динаміки здійснено в програмі Universal Mechanism UM8.1. Проаналізовано значення повздожніх зусиль в поїзді та визначено найбільш оптимальний для використання тип поглинального апарату.

Питанням удосконалення конструкції автозчепного пристрою для зменшення повздожньої навантаженості вагонів у складі поїзда в роботі уваги не приділяється.

Заходи щодо підвищення ефективності експлуатації гальм рухомого складу висвітлені у [2]. Апробовано графоаналітичний алгоритм для дуального зносу колодок, який дозволяє визначити величину і напрямок дії силових факторів. Але автором не проводяться дослідження щодо впливу цих факторів на повздожню динаміку поїзда.

Визначення повздожньої динаміки в з'єднаних поїздах розглядається у [3]. Розроблено бездротове вимірвальне обладнання, яке дозволило отримати показники повздожньої динаміки поїзда. Однак задача визначення повздожніх навантажень в поїзді

шляхом математичного моделювання авторами не ставиться.

Розподілення повздовжньо-динамічних сил для різних характеристик гістеретичного буфера проводиться у [4]. В роботі враховано, що час наповнення гальмівних циліндрів стисненим повітрям та параметри буферів вагонів у пасажирському поїзді є однаковими. Тобто вагони мають однакову гальмівну силу.

Однак авторами не проводиться визначення міцності гальмової важільної передачі з урахуванням отриманих повздовжньо-динамічних зусиль.

Дослідження повздовжньої навантаженості довгоскладових вантажних поїздів при гальмуванні проводиться у [5]. Визначено основні показники динаміки поїзда при гальмуванні.

Особливості визначення динамічних характеристик вантажних вагонів при гальмуванні поїзда на криволінійній ділянці висвітлюються у [6]. Проведено оцінку впливу величин кутів вільного повороту автозчепів, радіусів колових кривих, наявність у складі поїзда порожніх вагонів на безпеку руху поїзда.

Однак авторами робіт не запропоновано заходів щодо удосконалення конструкції рухомого складу для покращення показників його динаміки.

Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів проводиться у [7]. Розроблено квазідинамічні моделі процесів гальмування й виконана оцінка щодо відповідних конструктивних рішень стосовно поліпшення роботи гальмової системи вантажних вагонів.

При цьому у роботі не приділено увагу визначенню міцності елементів гальмової важільної передачі з урахуванням запропонованого удосконалення.

**Мета статті.** Метою статті є визначення впливу повздовжньо-динамічних навантажень на міцність гальмової важільної передачі візка вантажного вагона, обладнаного новим концептом упряжного пристрою.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі завдання:

- запропонувати новий концепт упряжного пристрою вантажного вагона;

- визначити величину повздовжнього навантаження вагона, обладнаного новим концептом упряжного пристрою;

- провести розрахунок на міцність гальмової важільної передачі вантажного вагона, обладнаного новим концептом упряжного пристрою.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** З метою зменшення повздовжньо-динамічних зусиль в поїзді при експлуатаційних режимах, в тому числі при гальмуванні запропоновано використання замість типового автозчепного пристрою концепту упряжного пристрою (рис. 1). При цьому гасіння кінетичної енергії удару відбувається за рахунок перетворення її у роботу сил в'язкого опору. Цей опір створюється за рахунок переміщення дрез дросельні отвори поршня в'язкої рідини за принципом роботи гідравлічного демпфера. Повернення системи у початковий стан здійснюється за допомогою відпущеної пружини.

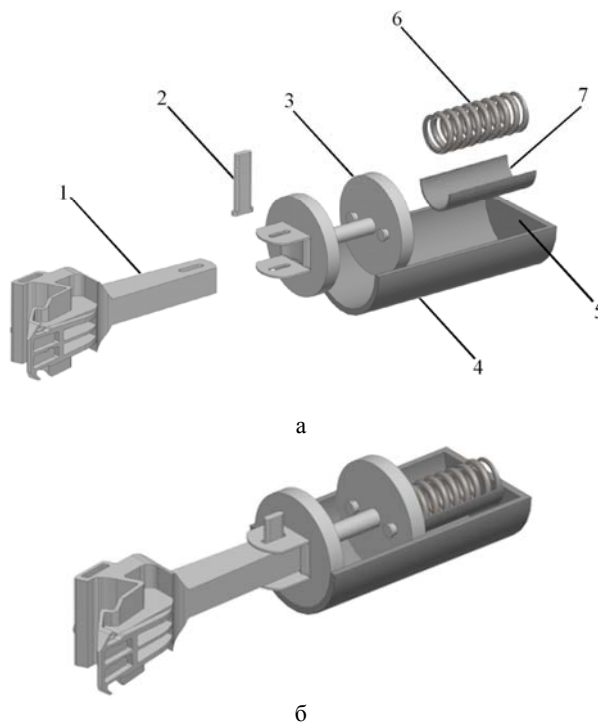


Рис. 1. Концепт упряжного пристрою автозчепу:

а – складові концепту; б – концепт в збірці

1 – корпус автозчепу; 2 – клин; 3 – адаптер; 4 – хребтова балка, виконана з труби круглого перерізу; 5 – днище; 6 – пружина; 7 – телескопічний елемент

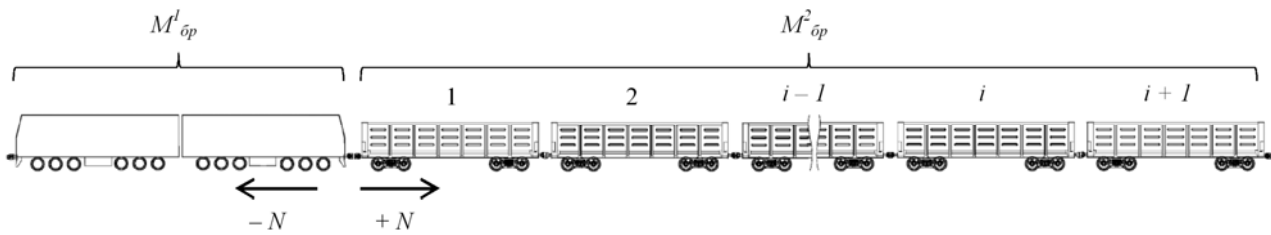


Рис. 2. Розрахункова схема поїзда

Важливо зазначити, що такий концепт упряжного пристрою може бути впроваджений на рухомому складу, хребтові балки якого мають замкнений переріз. Наприклад, таке технічне рішення можна використовувати на вагонах, несучі елементи кузова якого виконані з круглих труб.

Для обґрунтування використання концепту упряжного пристрою з метою зменшення повздовжньо-динамічних зусиль в поїзді проведено розрахунок за методом визначення сили за зчпним пристроєм шляхом уявного розділення поїзда на дві частини [8].

В якості прикладу розглянуто поїзд, який складається з 40 напіввагонів моделі 12-7023. В якості локомотива прийнята модель 2ТЭ10В. Швидкість руху поїзда прийнята рівною 60 км/год. Розрахункова схема наведена на рис. 2.

На підставі III закону Ньютона можна представити реакцію  $N$  у вигляді двох сил з різними знаками.

Тоді рівняння руху для лівої частини поїзда матиме вигляд:

$$M_{оп}^1 \cdot \ddot{x} = F_1(t), \tag{1}$$

$$M_{оп}^2 \cdot \ddot{x} = F_2(t), \tag{2}$$

при цьому

$$F_1(t) = \sum K_1 \cdot \varphi_k - N - \sum \beta \cdot \dot{x}, \tag{3}$$

$$F_2(t) = \sum K_2 \cdot \varphi_k + N - \sum \beta \cdot \dot{x}, \tag{4}$$

де  $M_{оп}^1$ ,  $M_{оп}^2$  – відповідно, маса-брутто лівої та правої частин поїзда;  $\sum K_1$ ,  $\sum K_2$  – відповідно, сума сил натиснення гальмових колодок в лівій та правій частинах поїзда;  $\beta$  – коефіцієнт в’язкого опору, що створюється концептом упряжного пристрою.

Сума сил натиснень гальмових колодок може бути знайдена за формулою [9]

$$\sum K = M_{оп} \cdot g \cdot \delta, \tag{5}$$

де  $\delta$  – нормативне значення коефіцієнта сили гальмового натиснення.

Розв’язок рівнянь (1) та (2) проведений в середовищі програмного забезпечення MathCad [10, 11].

Встановлено, що при типовій схемі взаємодії локомотива і вагонів прискорення, яке діє на склад вагонів складо близько  $1,2 \text{ м/с}^2$ . З урахуванням коефіцієнту в’язкого опору, що створюється концептом упряжного пристрою прискорення складо близько  $0,8 \text{ м/с}^2$ .

Тобто використання концепту упряжного пристрою дозволяє знизити повздовжню навантаженість поїзда майже на 30% у порівнянні з типовою схемою взаємодії локомотива з вагонами.

У зв’язку з тим, що при використанні концепту упряжного пристрою зменшується повздовжня навантаженість поїзда, то, відповідно, зменшується і навантаження, яке передається на гальмові колодки.

В результаті гальмування поїзда на горизонтальному шляху відбувається сповільнення його руху. При цьому інерційна дія  $F_{II}$  маси всього поїзда, рівна і протилежна силі всіх гальм  $\sum \Delta B_T$  [8]

$$F_{II} = \sum \Delta B_T. \tag{6}$$

Оскільки

$$B_T = K \cdot \varphi_k, \tag{7}$$

де  $K$  – сила натискання колодки на колесо;  $\varphi_k$  – коефіцієнт тертя між колодкою та колесом.

Звідси,

$$K = \frac{B_T}{\varphi_k} = \frac{F_{II}}{\varphi_k}. \tag{8}$$

На підставі проведених розрахунків встановлено, що при використанні нового концепту упряжного пристрою  $K = 31,3 \text{ кН}$ , а при типовій схемі зчеплення вагонів –  $K = 48,3 \text{ кН}$ .

Отримані значення сил натискання враховано, при розрахунках на міцність гальмової важільної передачі візка моделі 18-100.

Для визначення міцності гальмової важільної передачі з урахуванням використання концепту упряжного пристрою побудовано її просторову модель в середовищі програмного забезпечення SolidWorks (рис. 3).

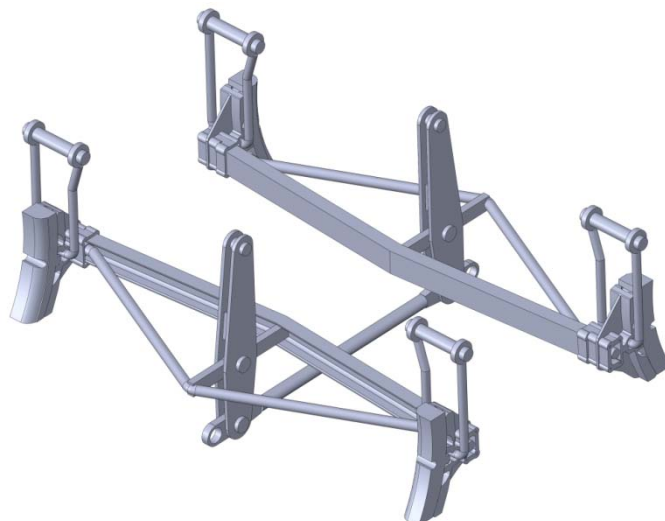


Рис. 3. Гальмова важільна передача візка вантажного вагона

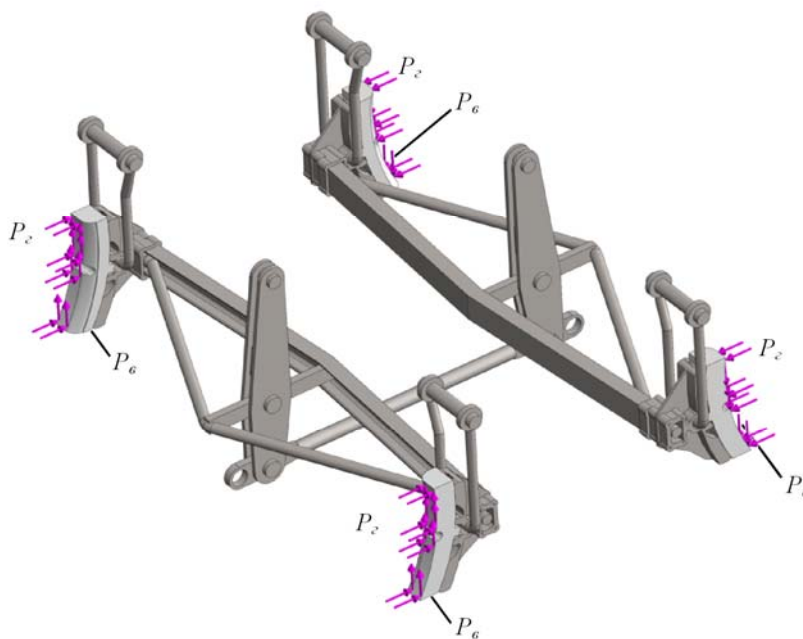


Рис. 4. Розрахункова схема гальмової важільної передачі

Розрахунок реалізований в середовищі CosmosWorks. В якості скінчених елементів використані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів моделі визначена графоаналітичним методом [12, 13]. Кількість вузлів скінчено-елементної моделі склала 88683, елементів – 349083. Максимальний розмір елемента у моделі дорівнює 15 мм, мінімальний – 3 мм. Максимальне співвідношення боків – 825,27. Відсоток елементів зі співвідношенням боків менше трьох – 94,6, більше десяти – 0,338. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9. Співвідношення збільшення розмірів елемента – 1,8.

Закріплення моделі здійснювалося за елементи підвішування до рами. В якості матеріалу елементів гальмової важільної передачі використано сталь марки Ст. 3сп, а гальмових колодок – композит.

Розрахункова схема наведена на рис. 4. При цьому навантаження, яке передається на гальмову колодку від колеса при гальмуванні розкладалося на дві складові з урахуванням кута нахилу колодки. При цьому вертикальна складова  $P_e$  цього навантаження на першу за ходом руху пару колодок спрямована вгору, а на другу – до низу. Результати розрахунку наведені на рис. 5.

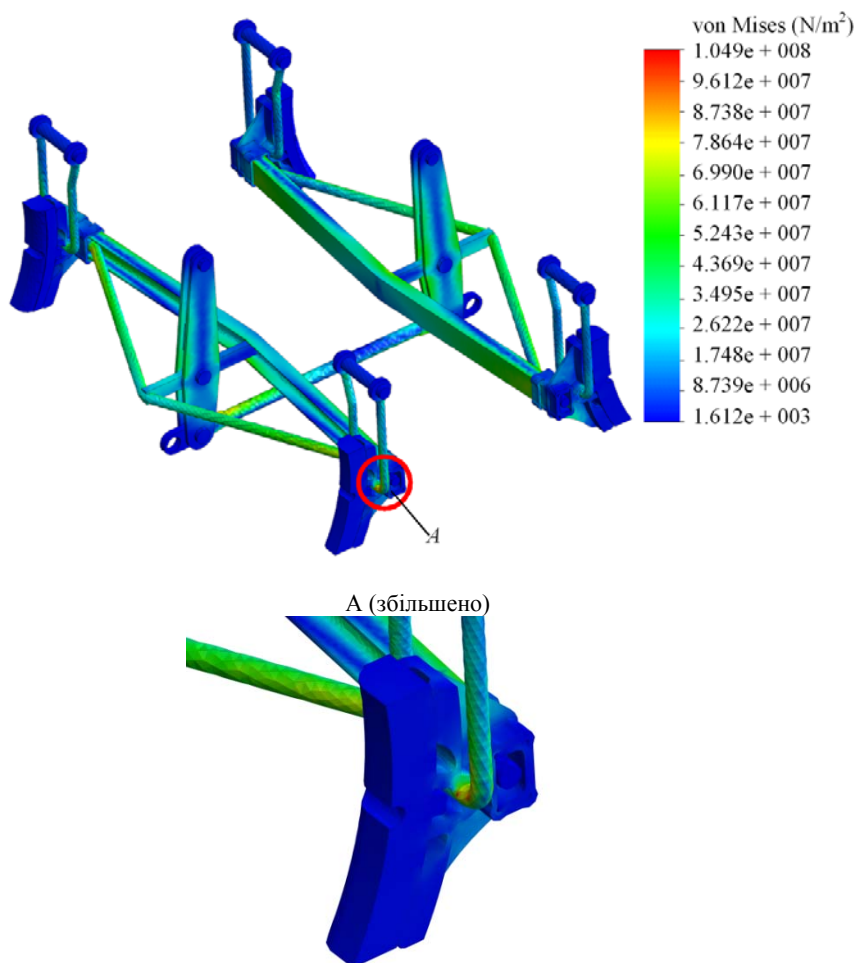


Рис. 5. Напружений стан гальмової важільної передачі

Максимальні еквівалентні напруження виникають у скобі та складають 104,9 МПа, отже не перевищують допустимі [14–16]. Максимальні переміщення виникають у гальмових колодках та складають 3,9 мм. Максимальні деформації –  $2,537 \cdot 10^{-3}$ .

З використанням нового концепту уп'язного пристрою стає можливим знизити максимальні еквівалентні напруження в елементах гальмової важільної передачі візка майже на 35% у порівнянні з типовою схемою

#### Висновки:

1. Запропоновано новий концепт уп'язного пристрою вантажного вагона. Концепт може бути впроваджений на рухомому складі, хребтові балки якого мають замкнений переріз. Гасіння кінетичної енергії удару відбувається за рахунок перетворення її у роботу сил в'язкого опору;

2. Визначено величину повздовжнього навантаження вагона, обладнаного новим концептом уп'язного пристрою. Розрахунок проведений за методом визначення сили за зчпним пристроєм шляхом уявного розділення поїзда на дві частини. Встановлено, що з урахуванням використання концепту уп'язного пристрою на вагоні прискорення, яке діє

на нього у повздовжній площині склало близько  $0,8 \text{ м/с}^2$ . Отже використання концепту уп'язного пристрою дозволяє знизити повздовжню навантаженість поїзда майже на 30% у порівнянні з типовою схемою взаємодії локомотива з вагонами;

3. Проведено розрахунок на міцність гальмової важільної передачі вантажного вагона, обладнаного новим концептом уп'язного пристрою. В якості розрахункового використаний метод скінчених елементів, реалізований в програмному середовищі CosmosWorks. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають у скобі та складають 104,9 МПа. Максимальні переміщення зосереджені у гальмових колодках та дорівнюють 3,9 мм. Максимальні деформації склали  $2,537 \cdot 10^{-3}$ .

Проведені дослідження сприятимуть створенню інноваційних конструкцій рухомого складу з покращеними техніко-економічними та динамічними показниками.

**Подяка.** Дані дослідження проведені в рамках наукової теми молодих вчених “Інноваційні засади створення ресурсозберігаючих конструктивів вагонів шляхом урахування уточнених динамічних навантажень та функціонально-адаптивних флеш-концептів”, яка виконується за рахунок коштів державного бюджету України з 2020 р.

## Література

- Rakshit, U. Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors / U. Rakshit, B. Malakar, B. K. Roy // IFAC-PapersOnLine. – 2018. – Vol. 51 (1). – P. 283–288. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.05.074>.
- Ravlyuk, V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies / V. Ravlyuk, M. Ravliuk, V. Hrebenuk, V. Bondarenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 708. 012025. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012025.
- Yurii Davydov. Longitudinal Dynamics in Connected Trains / Yurii Davydov, Maxim Keyno // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 165. – P. 1490–1495.
- Crăciun, C. I. Longitudinal dynamic force distribution for different hysteretic buffer characteristics / C. I. Crăciun, C. Cruceanu // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 444. 042003. doi:10.1088/1757-899X/444/4/042003.
- Блохин, Е. П. Исследование продольной нагруженности длинносоставных грузовых поездов при торможении / Е. П. Блохин, Л. В. Урсуляк, Я. Н. Романюк // Наука и прогресс транспорта. – 2011. – №38. – С. 7–16.
- Ковтун, Е. Н. Динамические характеристики грузовых вагонов при торможении поезда на криволинейных участках пути / Е. Н. Ковтун, О. М. Маркова, В. В. Малай // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – №3(46). – С. 69 – 74.
- Равлюк, В. Г. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів / В. Г. Равлюк, М. Г. Равлюк, В. А. Гребенюк, М. Р. Ткачук // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2019. – Вип. 87. – С. 63 – 74.
- Казаринов, В. М. Автотормоза / В. М. Казаринов. – Москва: Транспорт, 1981. – 464 с.
- Асадченко, В. Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава / В. Р. Асадченко. Москва, Транспорт. – 2004. – 120 с.
- Ловська, А. О. Особливості моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами / А. О. Ловська // Вісник наукових праць СХУ ім. В. Даля. – 2017. – №4 (234). – С. 138 – 145.
- Tkachenko, V. Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway / V. Tkachenko, S. Sapronova, I. Kulbovsky, O. Fomin // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 7 (89). – P. 65–72. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109791
- Ловська, А. О. Дослідження міцності несучої конструкції контейнера-цистерни, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні / А. О. Ловська // Збірник наукових праць ДЕТУТ: Серія «Транспортні системи і технології». – 2016. – Вип. 28. – С. 90 – 98.
- Fomin, O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets / O. Fomin, I. Kulbovsky, E. Sorochinska, S. Sapronova, O. Bambura // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 1 (89). – P. 11–19. doi: 10.15587/1729-4061
- ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 2015-07-01]. Київ, 2015. 250 с.
- ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. [Действителен от 2016-07-01]. Москва, 2016. 54 с.
- EN 12663–2. Railway applications – structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. [Valid from 30.04.2010]. B., 2010. 54 p.

## References

- Rakshit, U. Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors / U. Rakshit, B. Malakar, B. K. Roy // IFAC-PapersOnLine. – 2018. – Vol. 51 (1). – P. 283–288. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.05.074>.
- Ravlyuk, V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies / V. Ravlyuk, M. Ravliuk, V. Hrebenuk, V. Bondarenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 708. 012025. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012025.
- Yurii Davydov. Longitudinal Dynamics in Connected Trains / Yurii Davydov, Maxim Keyno // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 165. – P. 1490–1495.
- Crăciun, C. I. Longitudinal dynamic force distribution for different hysteretic buffer characteristics / C. I. Crăciun, C. Cruceanu // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 444. 042003. doi:10.1088/1757-899X/444/4/042003.
- Blohin, E. P. Issledovanie prodolnoj nagruzhennosti dlinnosostavnyh gruzovyh poezdov pri tormozhenii / E. P. Blohin, L. V. Ursulyak, YA. N. Romanyuk // Nauka i progress transporta. – 2011. – №38. – P. 7–16.
- Kovtun, E. N. Dinamicheskie harakteristiki gruzovyh vagonov pri tormozhenii poezda na krivolinyeynyh uchastkah puti / E. N. Kovtun, O. M. Markova, V. V. Malyj // Transport Rossijskoj Federacii. – 2013. – №3(46). – P. 69 – 74.
- Ravlyuk, V. G. Vyznachennya faktoriv, shcho vplyvayut na nadijnist roboti galmovoї vazhilnoji peredachi vizkiv vantazhnyh vagoniv / V. G. Ravlyuk, M. G. Ravlyuk, V. A. Grebenyuk, M. R. Tkachuk // Zbirnik naukovih prac' UkrDUZT. – 2019. – Vip. 87. – P. 63 – 74.
- Kazarinov, V. M. Avtotormoza / V. M. Kazarinov. – Moskva: Transport, 1981. – 464 p.
- Asadchenko, V. R. Raschet pnevmaticheskikh tormozov zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava / V. R. Asadchenko. Moskva, Transport. – 2004. – 120 p.
- Lovska, A. O. Osoblivosti modelyuvannya dinamichnoyi navantazhenosti vagona-platformi zchlenovanogo tipu z konteynerami / A. O. Lovska // Visnik naukovih prats SNU im. V. Dallya. – 2017. – №4(234). – P. 138 – 145.
- Tkachenko, V. Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway / V. Tkachenko, S. Sapronova, I. Kulbovsky, O. Fomin // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 7 (89). – P. 65–72. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109791
- Lovska, A. O. Doslidzhennya mitsnosti nesuchoyi konstruktsiyi konteynera-tsisterni, rozmischenogo na vagoni-platformi pri manevrovomu spivudaryanni / A. O. Lovska // Zbirnik naukovih prats DETUT: Seriya «Transportni sistemi i tehnologiyi». – 2016. – Vip. 28. – P. 90 – 98.
- Fomin, O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets / O. Fomin, I. Kulbovsky, E. Sorochinska, S. Sapronova, O. Bambura // Eastern-

- European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 1 (89). – P. 11–19. doi: 10.15587/1729-4061
- 14 DSTU 7598:2014. Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv koliyi 1520 mm (nesamohidnih). [Chinniy vid 2015-07-01]. Kiyiv, 2015. 250 p.
- 15 GOST 33211-2014. Vagoni gruzovyye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam. [Deystvitelen ot 2016-07-01]. Moskva, 2016. 54 p.
- 16 EN 12663-2. Railway applications – structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. [Valid from 30.04.2010]. B., 2010. 54 p.

**Фомин А.В., Ловская А.А., Горбунов Н.И. Влияние продольно-динамических нагрузок на прочность тормозной рычажной передачи тележки вагона, оборудованного новым концептом упряжного устройства.**

*Исследована продольная нагруженность грузового поезда, оборудованного новыми концептами упряжного устройства. Установлено, что использование концепта упряжного устройства позволяет снизить продольную нагруженность поезда почти на 30% по сравнению с типовой схемой взаимодействия локомотива с вагонами. Проведен расчет на прочность тормозной рычажной передачи грузового вагона, оборудованного новым концептом упряжного устройства. При этом максимальные эквивалентные напряжения в элементах тормозной рычажной передачи ниже почти на 35% в сравнении с типовой схемой. Проведенные исследования будут способствовать созданию инновационных конструкций подвижного состава с улучшенными технико-экономическими и динамическими показателями.*

**Ключевые слова:** упряжное устройство; продольная динамика; динамическая нагруженность; несущая конструкция; прочность; тормозная рычажная передача.

**Fomin O.V., Lovska A.O., Horbunov M.I. Influence of longitudinal-dynamic loads on the strength of the brake level transmission of a wagon furnished with a new concept of a drive.**

*The longitudinal loading of a freight train equipped with new concepts of a harnessing device is investigated. The peculiarity of the concept is that the damping of the kinetic energy of the impact is due to its transformation into a force of viscous resistance. This resistance is created by moving the throttle holes of the viscous fluid piston according to the hydraulic damper principle. The system is restored to its original state by a spring.*

*It is important to note that such a concept of a harness device may be implemented on a rolling stock whose spine beams have a closed section. For example, such a technical solution can be used on wagons, whose body elements are made of round tubes.*

*The longitudinal load of a wagon equipped with the new concept of a harnessing device is determined. The calculation was performed by the method of determining the force of the coupling device by imaginary separation of the train into two parts. As an example, a train consisting of 40 carriages model 12-7023 is considered. As a locomotive adopted model 2TE10V. The train speed is 60 km/h. It was found that, taking into account the use of the concept of a harness device on an acceleration wagon acting on it in the longitudinal plane was about  $0.8 \text{ m/s}^2$ . Therefore, the use of the concept of a harness device reduces the longitudinal load of the train by almost 30% compared to the typical scheme of interaction of a locomotive with wagons. The calculation of the strength of the brake lever transmission of a freight wagon equipped with the new concept of the harness device has been made. The finite element method implemented in the CosmosWorks software environment was used as the calculation. It is established that the maximum equivalent stresses occur in the clamp and are 104.9 MPa. The maximum displacements are concentrated in the brake pads and are 3.9 mm. The maximum deformation was  $2,537 \cdot 10^{-3}$ . Thus, using the new concept of the harness device, it becomes possible to reduce the maximum equivalent stresses in the brake gears by almost 35% compared to the standard scheme.*

*The conducted researches will help to create innovative designs of rolling stock with improved technical, economic and dynamic indicators.*

**Keywords:** harness; longitudinal dynamics; dynamic load; load-bearing structure; strength; brake lever transmission.

**Фомін О. В.** – д.т.н., професор кафедри “Вагони та вагонне господарство” Державного університету інфраструктури та технологій, e-mail: [fomin1985@ukr.net](mailto:fomin1985@ukr.net).

**Ловська А. О.** – к.т.н., доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: [alyonalovskaya.vagons@gmail.com](mailto:alyonalovskaya.vagons@gmail.com).

**Горбунов М. І.** – д.т.н., професор, зав. кафедри “Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин” Східноукраїнського національного університету імені В. Даля, [gorbunov0255@gmail.com](mailto:gorbunov0255@gmail.com).

Стаття подана 30. 03.2020