

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-94-99>

УДК 629.463.65

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАПІВВАГОНА ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З ГРЕЙФЕРНИМ КОВШЕМ

Фомін О.В., Ловська А.О., Павлюченко М.В.

RESEARCH OF LOADING OF THE GONDOLA CAR LOAD-BEARING STRUCTURE WHEN INTERACTING WITH THE GRAPPLE LOADER

Fomin O.V., Lovska A.O., Pavliuchenkov M.V.

В матеріалах статті проведено визначення навантаженості несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем. Для забезпечення міцності верхнього обв'язування несучої конструкції напіввагона при ударній взаємодії з грейферним ковшем запропоновано впровадження в нього пружньо-в'язкого матеріалу, наприклад, еластомеру. З метою обґрунтування запропонованого рішення проведено розрахунок на міцність несучої конструкції напіввагона. При цьому використаний метод скінчених елементів, реалізований в програмному комплексі SolidWorksSimulation. Результати розрахунку підтвердили доцільність запропонованого заходу. Проведені дослідження сприятимуть зменшенню пошкоджень несучих конструкцій напіввагонів, а також підвищенню ефективності їх експлуатації.

Ключові слова: транспортна механіка, напіввагон, несуча конструкція, міцність, навантаженість конструкції, збереження.



Рис. 1. Розвантаження вагона грейферним ковшем

Вступ. Забезпечення ефективності перевізного процесу в міжнародному сполученні викликає необхідність створення комбінованих взаємодій між окремими складовими транспортної галузі. Найбільш пріоритетними складовими транспорту на сьогоднішній день є залізничний та водний.

Дослідження умов експлуатації вагонів в міжнародному залізнично-водному сполученні показало, що має місце пошкодження елементів несучої конструкції кузовів, що обумовлено дією на них навантажень, які перевищують нормативні значення.

Для розвантаження напіввагонів в умовах морських портів використовуються грейфери (рис. 1).

Важливо зазначити, що даний спосіб розвантаження спричиняє значних пошкоджень конструкційних елементів кузовів, оскільки геометрія кузова не адаптована до взаємодії з грейферним ковшем. Найбільш поширеними пошкодженнями несучих конструкцій вагонів при розвантаженні грейферними ковшами є тріщини, деформації, розриви обв'язування та зварювальних швів тощо. При цьому найбільша частка пошкоджень припадає на верхнє обв'язування кузова (рис. 2).

Тому виникає необхідність удосконалення несучих конструкцій напіввагонів з метою забезпечення їх збереження при експлуатації в залізнично-водному сполученні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Визначення міцності несучої конструкції вагона типу Zans проводиться у роботах [1, 2]. Вагон має удосконалену конструкцію та покращені техніко-економічні характеристики. Розрахунок на міцність реалізований за методом скінчених елементів. Результати розрахунку підтвердили доцільність прийнятих при проектуванні рішень.

Важливо сказати, що при проектуванні даних конструкцій вагонів не передбачено заходів щодо адаптації їх конструкцій до надійної експлуатації в залізнично-водному сполученні.

Особливості теоретичних досліджень щодо оптимізації несучої конструкції вантажного вагона проводиться у роботі [3]. Розрахунок проведений за методом скінчених елементів. В якості вагона-прототипу використаний напіввагон типу "BOXN25".



а



б

Рис. 2. Пошкодження верхнього обв'язування кузовів напіввагонів при розвантаженні грейферними ковшами:

- а – тріщини в верхньому обв'язуванні;
б – розрив верхнього обв'язування

Однак дані заходи не забезпечують міцності несучої конструкції вагона при взаємодії з засобами розвантаження.

Визначення міцності несучої конструкції вагона для інтермодальних перевезень проводиться у роботі [4]. При складанні розрахункової схеми використані стандарти PN-EN. Розрахунок реалізований за методом скінчених елементів.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень міцнісних якостей елементів рухомого складу на прикладі хребтової балки вантажних вагонів висвітлюється у роботі [5]. Розрахунки виконано з використанням сучасного пакету прикладних програм. Представлений приклад використання запропонованого підходу засвідчив його працездатність та ефективність, а також правильність спрямування відповідних науково-дослідних робіт.

Разом з цим при проведенні розрахунків не враховано навантажень, що можуть діяти на вагон при експлуатації в залізнично-водному сполученні.

Вибір конструктивних рішень елементів вагонів з малою масою тари проводиться у роботі [6]. В якості методики використана порівняльна оцінка показників міцності, витривалості та стійкості несучої конструкції мінімальної маси, виготовленої з різних матеріалів.

Однак при цьому не враховано навантажень, які можуть діяти на несучу конструкцію при розвантаженні грейферними ковшами.

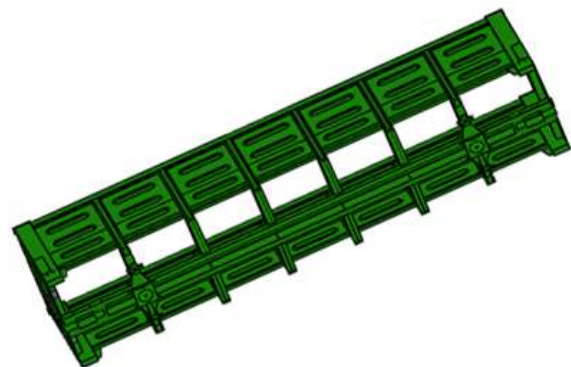
Мета статті. Метою статті є дослідження навантажності несучої конструкції напіввагона при взаємодії з грейферним ковшем. Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

- визначити міцність несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем;
- запропонувати заходи щодо покращення міцності несучої конструкції вагона при розвантаженні грейферним ковшем;
- провести розрахунок на міцність несучої конструкції напіввагона з урахуванням запропонованих заходів щодо удосконалення.

Виклад основного матеріалу дослідження. З метою дослідження міцності несучої конструкції універсального напіввагона при взаємодії з грейферним ковшем в умовах завантажувально-розвантажувальних операцій, побудовано його просторову модель (рис. 3) в середовищі програмного комплексу SolidWorks (версія 2015).



а



б

Рис. 3. Просторова модель несучої конструкції напіввагона моделі І2-757:

- а – вид збоку; б – вид зверху

Для виявлення зон конструкції напіввагону, які зазнають найбільших навантажень при взаємодії з грейферним ковшем проведено розрахунок на міцність.

При складанні розрахункової схеми несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем до уваги прийняті такі навантаження (рис. 4, 5):

P_6^{cm} – вертикальне статичне навантаження, зумовлене вагою бруто несучої конструкції напіввагона;

$P_{\text{вант}}$ – зусилля розпору насипного вантажу на бокові та торцеві стіни;

$P_{\text{уд}}$ – ударне навантаження від грейфера на верхнє обв'язування.

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання на ходові частини. Для урахування пружних характеристик ресорного підвищення візка, на п'ятниках враховано жорсткість ресорних комплектів у вертикальній та горизонтальних площинах (рис. 5). Матеріал несучої конструкції – сталь марки 09Г2С.

Схема прикладення ударного навантаження $P_{\text{уд}}$ до несучої конструкції напіввагона при розвантажувально-завантажувальних операціях наведено на рис. 5.

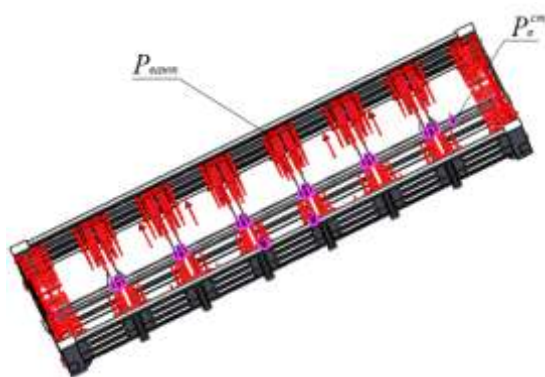


Рис. 4. Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем (вид зверху)

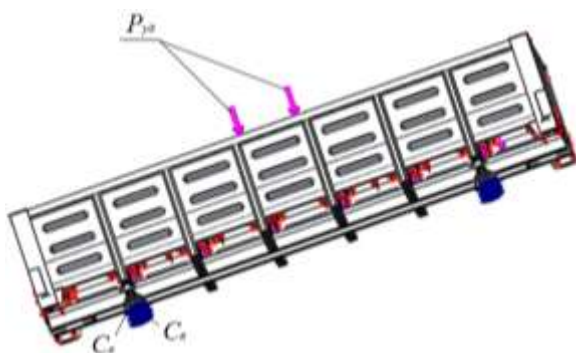


Рис. 5. Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем (вид збоку)

При цьому прийнято, що маса грейферного ковша складає 1800 кг, а швидкість опускання на верхнє обв'язування 0,36 м/с [7].

Розрахунок на міцність проведений з використанням методу скінчених елементів [8 – 10]. При визначенні кількості елементів сітки застосований графоаналітичний метод. В якості скінчених елементів застосовувалися десятивузлові ізопараметричні тетраедри. Кількість елементів сітки складала 473652, вузлів – 154365, максимальний розмір елементу

склав 80 мм, мінімальний – 16 мм, максимальне співвідношення боків – 566,7, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 25, більше 10 – 27,4. Мінімальна кількість елементів в колі складала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,7.

З метою моделювання ударної взаємодії грейферного ковша з верхнім обв'язуванням несучої конструкції напіввагона на ній встановлювалася накладка, геометричні параметри якої дорівнюють площі контактної взаємодії з грейферним ковшем (рис. 6).

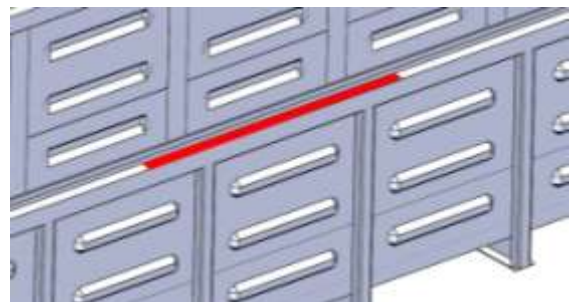


Рис. 6. Моделювання зони прикладення ударного навантаження до верхнього обв'язування кузова

Результати розрахунків на міцність кузова при ударній взаємодії з грейферним ковшем наведені на рис. 7.

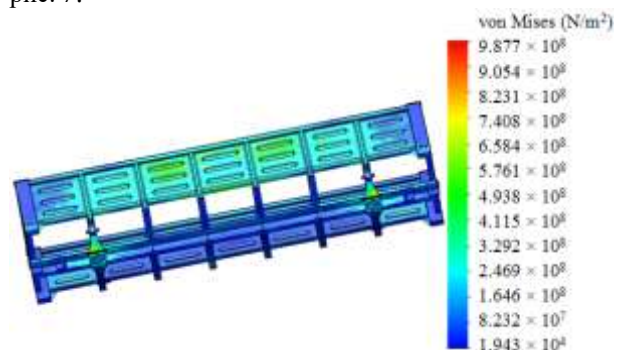


Рис. 7. Напружений стан несучої конструкції напіввагона при ударній взаємодії з грейферним ковшем

На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона при ударному навантаженні грейферним ковшем складають 987,7 МПа, що перевищують допустимі для марки сталі металоконструкції на 286,3% [11, 12]. Максимальна концентрація напружень простежується у верхній частині обшивки кузова. Максимальні переміщення виникають в середній частині бокової стіни та складають 78,4 мм.

У зв'язку з цим з метою забезпечення міцності несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем необхідним є розробка заходів, спрямованих на її збереження.

Для зменшення навантаженості несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем в умовах морських портів запропоновано

введення в його несучу конструкцію пружно-в'язких зв'язків. В якості пружного-в'язкого елемента, що буде виконувати функції демпфера при ударній взаємодії грейферного ковша з верхнім обв'язуванням найбільш доцільно використовувати еластомір.

При цьому пропонується використання еластомира з коефіцієнтом в'язкого опору $0,3 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ та частотою власних коливань 10 Гц , оскільки такі динамічні параметри еластомира є найбільш оптимальними з точки зору забезпечення умов динамічної навантаженості кузова напіввагона, а саме – частота коливань елементів несучої конструкції повинна бути не менше 8 Гц з метою забезпечення його стійкості в експлуатації.

Важливо зазначити, що на сьогоднішній день промисловістю виготовляється велика кількість за характеристиками та властивостями полімерних матеріалів, які мають велику термостійкість, що дозволить при необхідності проводити зварювальні роботи на кузові напіввагону при ремонті.

Для дослідження міцності удосконаленої несучої конструкції напіввагона проведений розрахунок. Наявність еластомира у верхньому обв'язуванні кузова напіввагона моделювалася постановкою тіла з геометричними характеристиками, ідентичними до внутрішнього перетину верхнього обв'язування кузова та відповідними характеристиками для еластомира (рис. 8).

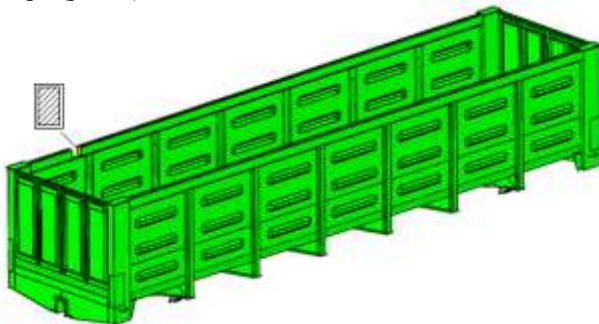


Рис. 8. Моделювання в'язких зв'язків у верхньому обв'язуванні несучої конструкції напіввагона

Визначення оптимальної кількості елементів скінчено-елементної моделі здійснено за графоаналітичним методом. При цьому кількість елементів склала 494489, кількість вузлів – 160639, максимальний розмір елемента дорівнював $80,0 \text{ мм}$, мінімальний розмір – $16,0 \text{ мм}$. Максимальне співвідношення боків елементів – $1000,9$. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – $26,9$. Відсоток елементів з співвідношенням боків більше десяти – $26,2$. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9. Співвідношення збільшення розміру елемента – $1,7$.

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання на візки. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С.

З проведених розрахунків можна зробити висновки, що максимальні еквівалентні напруження в

несучій конструкції не перевищують допустимі і складають близько 320 МПа (рис. 9), максимальні переміщення дорівнюють близько 20 мм .

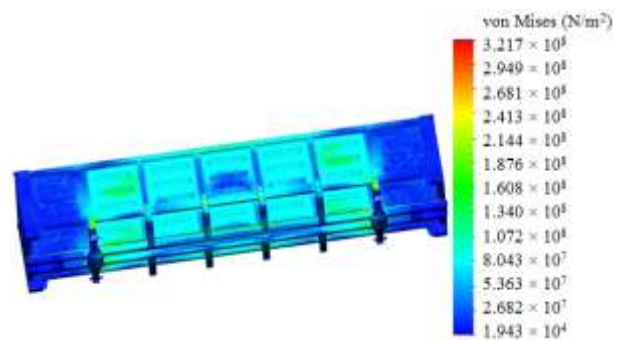


Рис. 9. Напружений стан несучої конструкції напіввагона при ударній взаємодії з грейферним ковшем

Отже міцність несучої конструкції напіввагона з урахуванням заходів щодо удосконалення забезпечується [11, 12]. При цьому максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції зменшуються в три рази у порівнянні з типовою конструкцією.

Висновки. 1. Визначено міцність несучої конструкції напіввагона при розвантаженні грейферним ковшем. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона при ударному навантаженні грейферним ковшем складають $987,7 \text{ МПа}$, що перевищують допустимі для марки сталі металоконструкції на $286,3\%$. Максимальна концентрація напружень простежується у верхній частині обшивки кузова. Максимальні переміщення виникають в середній частині бокової стіни та складають $78,4 \text{ мм}$.

2. Запропоновано заходи щодо покращення міцності несучої конструкції вагона при розвантаженні грейферним ковшем. При цьому пропонується впровадження в його несучу конструкцію пружно-в'язких зв'язків. В якості пружного-в'язкого елемента, що буде виконувати функції демпфера при ударній взаємодії грейферного ковша з верхнім обв'язуванням найбільш доцільно використовувати еластомір.

3. Проведено розрахунок на міцність несучої конструкції напіввагона з урахуванням запропонованих заходів щодо удосконалення.

Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона при цьому складають близько 320 МПа , максимальні переміщення дорівнюють близько 20 мм . Отже міцність несучої конструкції напіввагона з урахуванням заходів щодо удосконалення забезпечується. Важливо сказати, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції зменшуються в три рази у порівнянні з типовою конструкцією.

Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності експлуатації напіввагонів в залізнично-водному сполученні.

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

1. Pavol Šťastniak. Investigation of strength conditions of the new wagon prototype type Zans / Pavol Šťastniak, Marián Moravčík, Lukáš Smetanka // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 254. 02037. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925402037>
2. Svetoslav Slavchev. Static strength analysis of the body of a wagon, series Zans / Svetoslav Slavchev, Valeri Stoilov, S. Purgic // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2015. – Vol. 21(1). P. 49-57.
3. Harak S. S. Structural Dynamic Analysis of Freight Railway Wagon Using Finite Element Method / Harak S. S., Sharma S. C., Harsha S. P. // Procedia Materials Science. – 2014. – Vol. 6. P. 1891-1898.
4. Krason W. FE numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards / Krason W., Niezgoda T. // Bulletin of the Polish Academy of Sciences technical sciences. – 2014. – Vol. 62, No. 4. P. 843 – 851. DOI: 10.2478/bpasts-2014-0093 https://journals.pan.pl/Content/84047/PDF/28_paper.pdf
5. Недужа Л. О. Теоретичні та експериментальні дослідження міцнісних якостей хребтової балки вантажного вагона / Недужа Л. О., Швець А. О. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – 2018. – № 1 (73). P. 131 – 147. doi: 10.15802/stp2018/123457
6. Ловська, А. О. Особливості моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами / А. О. Ловська // Вісник наукових праць СНУ ім. В. Даля. – 2017. – №4 (234). – С. 138 – 145.
7. ДСТУ ГОСТ 22235:2015 Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ (ГОСТ 22235-2010, IDT) [Действителен от 2016-02-01]. 2016.
8. 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
9. Ловська, А. О. Дослідження міцності несучої конструкції контейнера-цистерни, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні / А. О. Ловська // Збірник наукових праць ДЕУТ: Серія «Транспортні системи і технології». – 2016. – Вип. 28. – С. 90 – 98.
10. Fomin, O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry / O. Fomin, A. Lovska, V. Masliyev, A. Tsybaliuk, O. Burlutski // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. Vol. 7, Issue 1 (97). – P. 33–40. doi: 10.15587/1729-4061.2019.154282
11. ДСТУ 7598:2014. Вагоны вантажны. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 2015-07-01]. Київ, 2015. 250 с.
12. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. [Действителен от 2016-07-01]. Москва, 2016. 54 с.

References

1. Pavol Šťastniak. Investigation of strength conditions of the new wagon prototype type Zans / Pavol Šťastniak, Marián Moravčík, Lukáš Smetanka // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 254. 02037.
2. Svetoslav Slavchev. Static strength analysis of the body of a wagon, series Zans / Svetoslav Slavchev, Valeri Stoilov, S. Purgic // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2015. – Vol. 21(1). P. 49-57.
3. Harak S. S. Structural Dynamic Analysis of Freight Railway Wagon Using Finite Element Method / Harak S. S., Sharma S. C., Harsha S. P. // Procedia Materials Science. – 2014. – Vol. 6. P. 1891-1898.
4. Krason W. FE numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards / Krason W., Niezgoda T. // Bulletin of the Polish Academy of Sciences technical sciences. – 2014. – Vol. 62, No. 4. P. 843 – 851. DOI: 10.2478/bpasts-2014-0093 https://journals.pan.pl/Content/84047/PDF/28_paper.pdf
5. Neduzha L. O. Teoretichnitaekspierimentalnidoslidzhen-niamicznisnikhyakostejkhrrebtovoyibalkivantazhnogovagona / Neduzha L. O., Shvecz A. O. // Naukataprogresstransportu. VisnikDnipropetrovskogonacjonalnogouni-versitetuzaliznichnogotransportu. – 2018. – № 1 (73). P. 131 – 147. doi: 10.15802/stp2018/123457
6. Lovska, A. O. Osoblivostimodelyuvannyadinamichnoyivanantazhenostivagona-platfornimizchlenovanogotipuzkonteynerami / A. O. Lovska // VisniknaukovihpratsSNUim. V. Dalya. – 2017. – №4(234). – P. 138 – 145.
7. DSTU GOST 22235:2015 Vagony gruzovye magistralnykh zheleznykh dorog kolei 1520 mm. Obshhie trebovaniya po obespecheniyu sokhrannosti pri proizvodstve pogruchno-razgruchnykh i manevrovnykh rabot (GOST 22235-2010, IDT) [Dejstviten ot 2016-02-01]. 2016.
8. 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
9. Lovska, A. O. Doslidzhenniamitsnostinesuchoyikon-struktsiykonteynera-tsisterni, rozmischenogonavagoni-platfornimizchlenovanomuspivudaryanni / A. O. Lovska // ZbirniknaukovihpratsDETUT: Seriya «Transportnisistemiitehnologiyi». – 2016. – Vip. 28. – P. 90 – 98.
10. Fomin, O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry / O. Fomin, A. Lovska, V. Masliyev, A. Tsybaliuk, O. Burlutski // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019. Vol. 7, Issue 1 (97). – P. 33–40. doi: 10.15587/1729-4061.2019.154282
11. DSTU 7598:2014. Vagonivantazhni. Zagalnimogidorozrahunkivtaproektuvannyanovihimodernizovanihvagoniv-kolii 1520 mm (nesamohidnih). [Chinniyvid 2015-07-01]. Kyiv, 2015. 250 p.

12 GOST 33211-2014. Vagonyi gruzovyye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam. [Deystvitelen ot 2016-07-01]. Moskva, 2016. 54 p.

Fomin O.V., Lovska A.O., Pavliuchenkov M.V. Research of loading of the gondola car load-bearing structure when interacting with the grapple loader.

Ensuring the efficiency of the transport process in international traffic necessitates the creation of combined interactions between the individual components of the transport industry. The most prioritized components of transport today are rail and water ones.

The study of operating conditions of wagons in international rail and water connection showed that there is damage to the elements of the load-bearing structure of the body, due to the action of loadings on them that exceed the normative values.

In the materials of the article, the determination of loading of the load-bearing structure of the gondola car when being unloaded with a grapple loader is carried out. It is established that the maximum equivalent stresses in the load-bearing structure of the gondola car under shock loading by the grapple loader are 987.7 MPa, which exceed the allowable values for the steel grade of the metal structure of the body.

To ensure the strength of the cant-rail of the load-bearing structure of the gondola car in the event of impact interaction with the grapple loader, it is proposed to introduce a viscoelastic material into it, such as elastomer. It is proposed to use an elastomer with a viscous resistance coefficient of 0.3 kN·s/m and a natural oscillation frequency of 10 Hz, because such dynamic parameters of the elastomer are the most optimal in terms of providing conditions for dynamic loading of the gondola car body. To substantiate the proposed solution, the calculation of strength of the load-bearing structure

of the gondola car is carried out. In the calculation, the finite element method implemented in the SolidWorks Simulation software package is used. It is taken into account that the weight of the grapple loader is 1800 kg, and the speed of lowering onto the cant-rail is 0.36 m/s. The results of the calculation confirmed the feasibility of the proposed measure. The maximum equivalent stresses in the load-bearing structure do not exceed the allowable values and are about 320 MPa, the maximum displacement is about 20 mm.

The conducted research will promote reduction of damages of load-bearing structures of gondola cars, as well as increase of efficiency of their operation.

Keywords: transport mechanics, gondola car, load-bearing structure, strength, structure load, preservation.

Фомін Олексій Вікторович – д.т.н., професор кафедри “Вагони та вагонне господарство” Державного університету інфраструктури та технологій, e-mail: fomin1985@ukr.net.

Ловська Альона Олександрівна – к.т.н., доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: alyonalovskaya.vagons@gmail.com.

Павлюченко Михайло Васильович – к.т.н., старший викладач кафедри будівельної механіки та гідравліки Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: pavliuchenkov@ukr.net

Стаття подана 26.04.21