

Панченко С. В., Фомін О. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Петренко Д. Г., Рибін А. В.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ РАМИ ВАГОНА З НАПОВНЮВАЧЕМ В ХРЕБТОВІЙ БАЛЦІ

Проведено комп'ютерне моделювання навантаженості рами вагона з наповнювачем в хребтовій балці. Розрахунок здійснений в програмному комплексі SolidWorks Simulation, який реалізує метод скінчених елементів, на прикладі напіввагона. До уваги прийнятий найбільш несприятливий випадок навантаження рами напіввагона – маневрове співударяння. При цьому враховано, що на задній упор автотрени діє повздовжнє навантаження у 3,5 МН. Наявність матеріалу з в'язкими властивостями в рамі моделювалася постановкою зв'язків “пружина-демпфер” між задніми упорами автотрени за допомогою опцій програмного комплексу. Результати розрахунку дозволили встановити, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с². Верифікацію сформованої моделі здійснено за критерієм Фішера, шляхом співставлення двох вибірок, отриманих математичним та комп'ютерним моделюванням. Максимальний відсоток розбіжності склав 5,7% та виникає при силі удару в автотрені 2,9 МН.

Розраховано основні показники міцності рами напіввагона. Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали 298,5 МПа, що на 9% нижче за напруження, які виникають в конструкції рами без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами та дорівнюють 7,6 мм, що на 11% нижче за переміщення в конструкції рами без наповнювача.

Дана реалізація є ефективною стосовно впровадження і на інших типах вантажних вагонів. Результати розрахунку їх рам на міцність показали, що максимальні еквівалентні напруження нижчі на 4 – 7% за ті, що виникають у типових конструкціях рам.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню навантаженості несучих конструкцій вагонів, покращенню їх втомної міцності, ресурсу експлуатації та зменшенню витрат на утримання.

Ключові слова: транспортна механіка, вагон, несуча конструкція, динамічна навантаженість, міцність.

Актуальність дослідження. Залізничні перевезення відіграють важливу роль в функціонуванні транспортного комплексу багатьох країн. Без постійного удосконалення рухомого складу, модернізації існуючих конструкцій, зниження коефіцієнту матеріаломісткості неможливо втримувати позиції одного з найбільших операторів залізничних перевезень у Євразії. Тому впровадження в експлуатацію сучасних конструкцій рухомого складу з покращеними техніко-економічними характеристиками є актуальною та перспективною задачею.

Постановка проблеми. Відомо, що одним з найбільш навантажених вузлів вагона в експлуатації є рама. Основні повздовжні навантаження сприймає хребтова балка рами. Внаслідок циклічності дії повздовжніх навантажень на хребтову балку можуть мати місце поява тріщин, деформацій та інших її пошкоджень. Така обставина викликає необхідність здійснення позапланових видів ремонту вагона, додаткових витрат на його утримання в експлуатації або взагалі виключення з інвентарного парку. Крім того, дані пошкодження можуть впливати на екологічність та безпеку перевезень вантажів залізничним транспортом. Тому актуальним постає питання удосконалення несучих конструкцій вагонів для забезпечення міцності при найбільш несприятливих експлуатаційних режимах навантаження.

Теоретичний аналіз дослідження. Удосконалення несучої конструкції рами вагона для забезпечення міцності при експлуатаційних режимах проводиться в роботі [1]. Висвітлено особливості розрахунку на міцність удосконаленої несучої конструкції вагона за допомогою комп'ютерного моделювання. Однак в роботі не зазначено перспектив щодо покращення техніко-економічних показників даного вагона.

Особливості оптимізації несучих конструкцій вантажних вагонів висвітлюються в статті [2]. Метою оптимізації було зменшення матеріалоємності несучої конструкції вагона шляхом використання алюмінієвих панелей в кузові. Застосування запропонованих панелей також сприяє зменшенню динамічної навантаженості вагона за рахунок наявності податливих зв'язків в них. Однак питанням зменшення динамічної навантаженості рами вагона в роботі уваги не приділено.

В публікаціях [3, 4] авторами проводиться удосконалення несучих конструкцій вагонів для зменшення їх динамічної навантаженості при експлуатаційних режимах. Досягнення зазначеної мети здійснюється шляхом використання матеріалу з енергопоглинальними властивостями в несучих конструкціях вагонів із труб круглого перерізу. Важливо сказати, що такі несучі конструкції вагонів характеризуються складністю з технологічної точки зору виготовлення.

Обґрунтування вибору нового профілю для хребтової балки вантажного вагона проводиться у роботі [5]. Наведений ряд конструктивних рішень рам вантажних вагонів різного типу. Представлені результати розрахунку на міцність несучих конструкцій вагонів з урахуванням запропонованих рішень.

Заходи щодо удосконалення несучої конструкції вагона наведені у роботі [6]. В якості розрахункового використаний метод ОПК. Конструктивна схема кузова, що проектується, дозволила знизити масу вагона і під-

вищити його вантажопідйомність із забезпеченням необхідної міцності і надійності конструкції. Однак в даних роботах не запропоновано заходів щодо зменшення навантаженості несучої конструкції вагона при експлуатаційних режимах.

Питання оптимізації несучих конструкцій вантажних вагонів висвітлюються у публікації [7]. З метою зменшення матеріалоемності вагона запропоновано використання у якості його несучих елементів труб круглого перерізу. Однак дана реалізація викликає складнощі на етапі виготовлення та технічного обслуговування вагона в експлуатації.

Мета статті. Метою статті є висвітлення результатів моделювання навантаженості рами вагона з наповнювачем в хребтовій балці.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети визначені такі задачі:

- провести комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості рами вагона;
- провести верифікацію сформованої моделі динамічної навантаженості рами вагона;
- провести визначення основних показників міцності рами вагона.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для зменшення навантаженості рами вагона запропоновано удосконалення її конструкції. Удосконалення полягає у тому, що хребтова балка має замкнений переріз, заповнений наповнювачем (рис. 1). З метою обґрунтування такого рішення проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation на прикладі напіввагона.

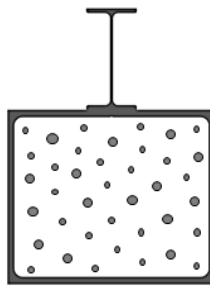


Рисунок 1 – Переріз хребтової балки рами напіввагона з наповнювачем

В якості скінчених елементів при складанні скінчено-елементної моделі рами напіввагона застосовані ізопараметричні тетраедри. Визначення оптимальної кількості тетраедрів здійснено за графоаналітичним методом [8, 9]. Кількість елементів сітки складала 77072, вузлів – 25707. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 202,1 мм, мінімальний – 40,4 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 719,31, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 7,85, більше десяти – 42,6. Мінімальна кількість елементів в колі – 8, співвідношення збільшення розміру елемента – 1,6. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності 345 МПа. При цьому за допустимі напруження прийняті напруження плинності [10, 11].

Розрахункова схема рами напіввагона наведена на рис. 2. Враховано, що на раму напіввагона діє вертикальне статичне навантаження $P_{ст}$. При цьому використовується повна вантажопідйомність вагона. Також враховано, що на раму діє поздовжнє навантаження, яке прикладалося до заднього упору автотягача і приймалося рівним 3,5 МН.

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на візки. Наявність матеріалу з в'язкими властивостями в рамі моделювалася постановкою зв'язків “пружина-демпфер” між задніми упорами автотягачів за допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks Simulation. При цьому значення жорсткості приймалося близьким до нуля.

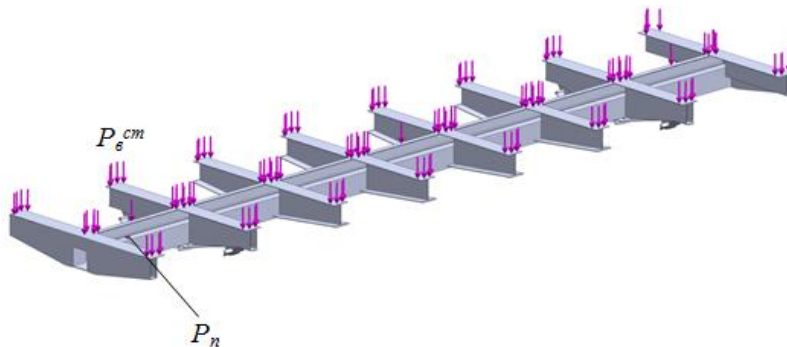


Рисунок 2 – Розрахункова схема рами напіввагона

Результати розрахунку дозволили встановити, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с² (рис. 3).

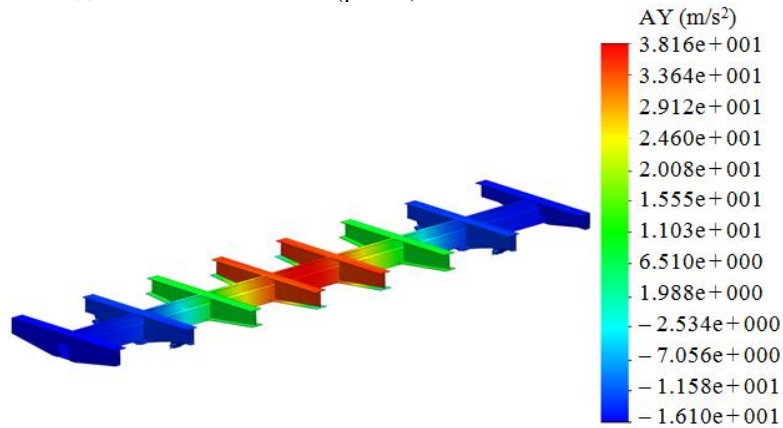


Рисунок 3 – Розподілення прискорень відносно рами напіввагона

Для верифікації моделі динамічної навантаженості використано критерій Фішера [12, 13].

Визначення числа статистичних даних необхідних для отримання адекватного результату здійснено за формулою [14 – 16]

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta^2}, \quad (1)$$

де t – визначається із співвідношення $\Phi(t) = \gamma / 2$;

$\Phi(t)$ – функція Лапласа, табличне значення;

σ – середньоквадратичне відхилення випадкової величини, що досліджується, яке повинно бути відомо апріорно, ще до експериментальних вимірювань;

δ^2 – абсолютна погрішність результату вимірювань.

Встановлено, що для отримання адекватного результату повинно бути проведено 6 дослідів.

Результати визначення прискорень, які отримані шляхом математичного [17] та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості рами напіввагона, наведені в табл. 1. При цьому має місце лінійна залежність між силою удару та величиною прискорень (рис. 4).

Таблиця 1

Чисельні значення прискорень, які діють на раму напіввагона

Сила удару в автозцеп, МН	Величина прискорення, м/с ²	
	Математична модель	Комп'ютерна модель
2,8	28,8	30,5
2,9	29,8	31,6
3,0	31,5	32,8
3,1	32,2	33,5
3,2	33,1	34,7
3,3	34,2	36,1
3,4	35,5	37,5
3,5	36,8	38,1

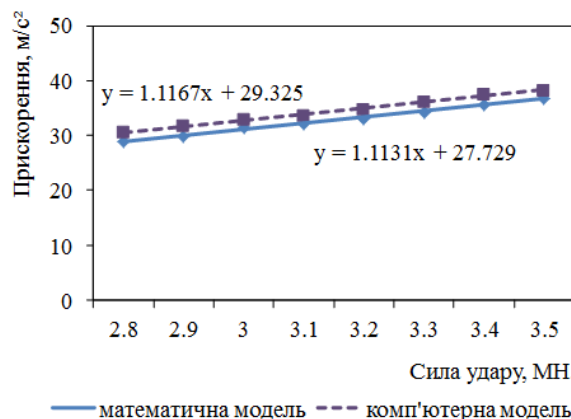


Рисунок 4 – Залежність прискорень, які діють на раму напіввагона від сили удару в автозцеп

Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості рами напіввагона наведена на рис. 5.

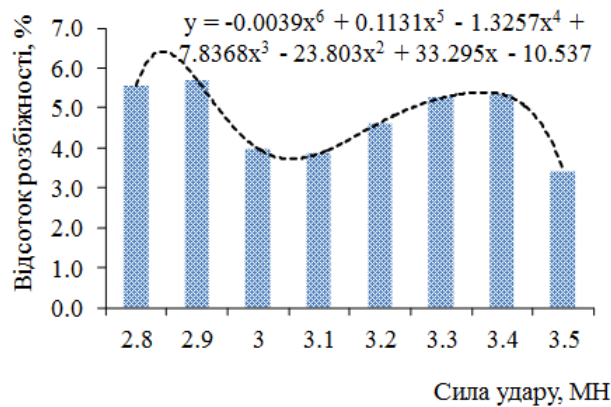


Рисунок 5 – Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання

Максимальний відсоток розбіжності склав 5,7% та виникає при силі удару в автозчеп 2,9 МН.

Проведені розрахунки показали, що при дисперсії відтворюваності $S_y=7,47$ та дисперсії адекватності $S_{ад}=7,53$, фактичне значення критерію Фішера $F_p=1,0$, що менше табличного значення критерію $F_r=3,58$ при рівні значущості $\alpha=0,05$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

Також в рамках дослідження проведено визначення основних показників міцності рами напіввагона. Розрахунок здійснений за схемою, наведеною на рисунку 2.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали 298,5 МПа, що на 9% нижче за напруження, які виникають в конструкції рами без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами та дорівнюють 7,6 мм, що на 11% нижче за переміщення в конструкції рами без наповнювача.

Дана реалізація є ефективною стосовно впровадження і на інших типах вантажних вагонів (рисунок 6).

Результати розрахунків на міцність несучих конструкцій вагонів з замкненими хребтовими балками, заповненими наповнювачем, наведені в табл. 2 – 5.

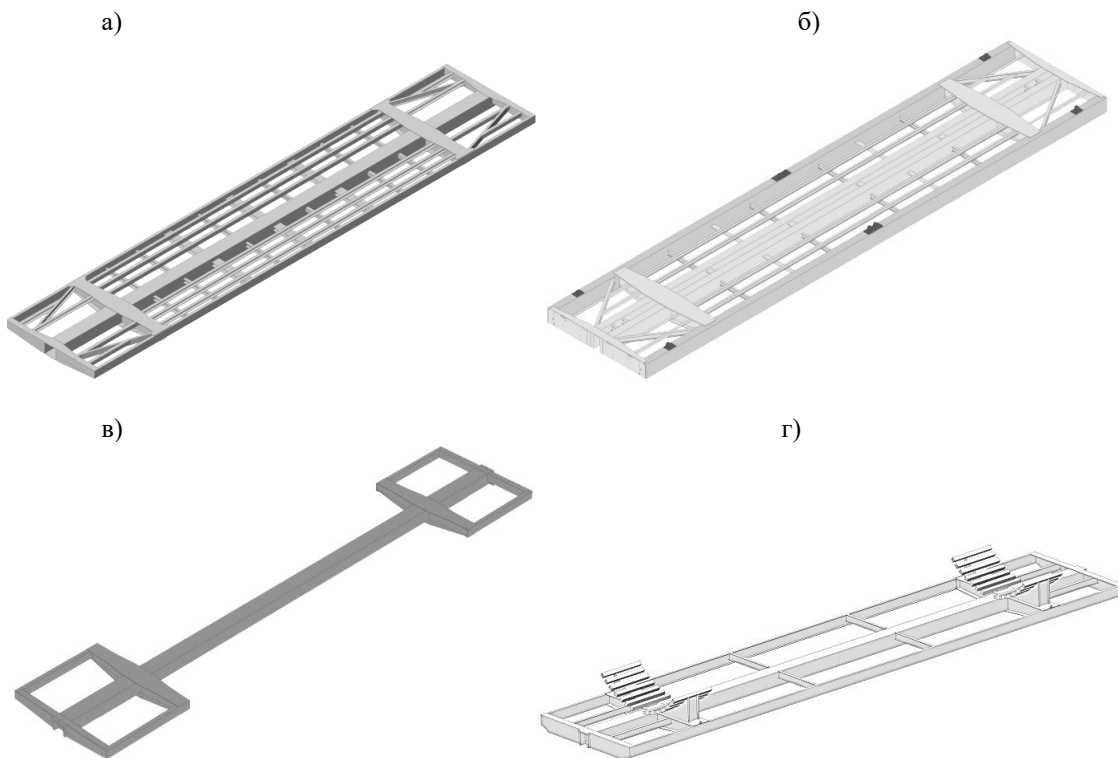


Рисунок 6 – Просторові моделі рам основних типів вантажних вагонів з замкненими конструкціями хребтових балок

а) крытий вагон; б) вагон-платформа; в) вагон-хопер; г) вагон-цистерна

Таблиця 2

Основні показники міцності рами критого вагона

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	329,3	306,2	298,3	276,4	248,7
Переміщення в вузлах, мм	12,6	12,1	10,5	11,3	10,4

Таблиця 3

Основні показники міцності рами вагона-платформи

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	321,3	290,2	276,5	273,4	268,5
Переміщення в вузлах, мм	13,5	13,4	12,6	12,7	12,6

Таблиця 4

Основні показники міцності рами вагона-хопера

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим			ІІІ режим	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	325,8	292,3	284,6	278,5	306,4
Переміщення в вузлах, мм	15,3	15,2	14,6	14,7	14,7

Таблиця 5

Основні показники міцності рами вагона-цистерни

Показник міцності	Режим навантаження				
	І режим		ІІІ режим		
	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	232,6	218,2	203,5	206,5	206,5
Переміщення в вузлах, мм	5,2	4,8	4,7	5,1	5,1

За даними, наведеними у табл. 2 – 5, можна зробити висновок, що міцність рам розглянутих типів вагонів при основних експлуатаційних режимах забезпечується. При цьому максимальні еквівалентні напруження в несучих конструкціях вагонів нижчі на 4 – 7% за ті, що виникають у типових конструкціях рам.

Висновки:

1. Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості рами вагона. Розрахунок реалізований в програмному комплексі SolidWorks Simulation на прикладі напіввагона. Результати розрахунку дозволили встановити, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині рами напіввагона і складають близько 38 м/с^2 .

2. Проведено верифікацію сформованої моделі динамічної навантаженості рами вагона. При цьому використано критерій Фішера. Встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y=7,47$ та дисперсії адекватності $S_{ad}=7,53$, фактичне значення критерію Фішера $F_p=1,0$, що менше табличного значення критерію $F_t=3,58$. Отже гіпотеза про адекватність не заперечується.

3. Проведено визначення основних показників міцності рами вагона. Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та склали 298,5 МПа, що на 9% нижче

за напруження, які виникають в конструкції рами без наповнювача. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині рами та дорівнюють 7,6 мм, що на 11% нижче за переміщення в конструкції рами без наповнювача.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню навантаженості несучих конструкцій вагонів, покращенню їх втомної міцності, ресурсу експлуатації та зменшенню витрат на утримання.

Література

1. Antipin D.Ya. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation. D.Ya. Antipin, D.Yu Racin, S.G. Shorokhov. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 150 – 154.
2. Hyun-Ah Lee. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels. Hyun-Ah Lee, Seong-Beom Jung, Hwan-Hak Jang, Dae-Hwan Shin, Jang Uk Lee, Kwang Woo Kim and Gyung-Jin Park. *Journal of Rail and rapid transit*. 2016. Vol. 11.
3. Fomin O. Research into the Strength of an OpenWagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam. O. Fomin, J. Gerlici, M. Gorbunov, G. Vatulia, A. Lovska, K. Kravchenko // *Materials*. 2021. Vol. 14 (12). 3420. <https://doi.org/10.3390/ma14123420>
4. Fomin O. Dynamics and strength of circular tube open wagons with aluminum foam filled center sills. O. Fomin, M. Gorbunov, A. Lovska, J. Gerlici, K. Kravchenko // *Materials*. 2021. Vol. 14(8). 1915. <https://doi.org/10.3390/ma14081915>
5. Соколов А. М. Универсальный профиль для хребтовой балки вагонов. А. М. Соколов, Ю. В. Савушкина, А. Ю. Новоселов, Д. С. Коротков // *Транспорт Российской Федерации*. 2019. №1(80). С. 50 – 55.
6. Кебал Ю. В. Удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна. Ю. В. Кебал, В. А. Шатов, О. М. Тьокотев, Н. Г. Мурашова. *Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології»*. 2017. Вип. 30. С. 113 – 122.
7. Фомін О. В. Дослідження доцільності застосування круглих труб в якості елементів несучих систем залізничних вагонів-платформ. О. В. Фомін, А. О. Ловська. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. 2015. №1(218). С. 38 – 45.
8. Vatulia G. Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. G. Vatulia, A. Falendysh, Y. Orel, M. Pavliuchenkov. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 187. P. 301–307.
9. Kitov Y. Design solutions for structures with optimal internal stress distribution. Y. Kitov, M. Verevicheva, G. Vatulia, Y. Orel, S. Deryzemlia. *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 133(1–3). 03001.
10. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних).
11. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.
12. Fomin Oleksij. Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource. Oleksij Fomin, Alyona Lovska. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6, No. 7 (108). P. 21 – 29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217162
13. Космин В. В. Основы научных исследований: Учебное пособие / В. В. Космин. – Москва: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2007. – 271 с.
14. Fomin O. Dynamic load effect on the transportation safety of tank containers as part of combined trains on railway ferries. O. Fomin, A. Lovska, V. Pištěk, P. Kučera. *Vibroengineering Procedia*. 2019. Vol. 29. P. 124–129. <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138>
15. Minochkin A. The improvement of method for the multi-criteria evaluation of the effectiveness of the control of the structure and parameters of interference protection of special-purpose radio communication systems. A. Minochkin, A. Shyshatskyi, V. Hasan, A. Hasan, A. Opalak, A. Hlushko, O. Demchenko, A. Lyashenko, O. Havryliuk, S. Ostapenko. *Technology Audit and Production Reserves*. 2021. Vol. 4. No.2(60). P. 22–27. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235465>.
16. Nalapko O. Analysis of mathematical models of mobility of communication systems of special purpose radio communication systems. O. Nalapko, O. Sova, A. Shyshatskyi, A. Hasan, V. Velychko, O. Trotsko, D. Merkotan, N. Protas, R. Lazuta, O. Yakovchuk. *Technology Audit and Production Reserves*. 2021. Vol. 4. No.2(60). P. 39–44. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237433>.
17. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці. А. О. Ловська, О. В. Фомін, А. В. Рибін. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*, 2021. № 3 (93). С. 59 – 66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>

References

1. Antipin, D.Ya. (2016). Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation / D.Ya. Antipin, D.Yu Racin, S.G. Shorokhov // *Procedia Engineering*. – Vol. 150. P. 150 – 154.

- 2 Hyun-Ah, Lee.(2016). Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels / Hyun-Ah Lee, Seong-Beom Jung, Hwan-Hak Jang, Dae-Hwan Shin, Jang Uk Lee, Kwang Woo Kim and Gyung-Jin Park // *Journal of Rail and rapid transit.* – Vol. 11.
- 3 Fomin, O. (2021). Research into the Strength of an Open Wagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam / O. Fomin, J. Gerlici, M. Gorbunov, G. Vatulia, A. Lovska, K. Kravchenko // *Materials.* – Vol. 14 (12). 3420. <https://doi.org/10.3390/ma14123420>
- 4 Fomin, O. (2021). Dynamics and strength of circular tube open wagons with aluminum foam filled center sills / O. Fomin, M. Gorbunov, A. Lovska, J. Gerlici, K. Kravchenko // *Materials.* – Vol. 14(8). 1915. <https://doi.org/10.3390/ma14081915>
- 5 Sokolov, A. M. (2019). Universal'nyj profil' dlya hrebtovoj balki vagonov / A. M. Sokolov, Yu. V. Savushkina, A. Yu. Novoselov, D. S. Korotkov // *Transport Rossijskoj Federacii.* – №1(80). S. 50 – 55.
- 6 Keбал, Yu. V. (2017). Udoskonalennya konstrukcii vagona-hopera dlya perevezennya zerna / Yu. V. Keбал, V. A. Shatov, O. M. T'okotev, N. G. Murashova // *Zbirnik naukovih prac' DETUT. Seriya «Transportni sistemi i tekhnologii».* – Bip. 30. S. 113 – 122.
- 7 Fomin, O. V. Doslidzhennya docilnosti zastosuvannya kruglih trub v yakosti elementiv nesuchih sistem zaliznichnih vagoniv-platform / O. V. Fomin, A. O. Lovska // *Visnik Skhidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu imeni V. Dalya.* – №1(218). S. 38 – 45.
- 8 Vatulia G. (2017). Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages / G. Vatulia, A. Falendysh, Y. Orel, M. Pavliuchenkov // *Procedia Engineering.* – Vol. 187. P. 301–307.
- 9 Kitov Y. (2017). Design solutions for structures with optimal internal stress distribution / Y. Kitov, M. Verevicheva, G. Vatulia, Y. Orel, S. Deryzemlia // *MATEC Web of Conferences.* – Vol. 133(1–3). 03001.
- 10 DSTU 7598:2014. Vagoni vantazhni. Zagal'ni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv kolii 1520 mm (nesamohidnih).
- 11 GOST 33211-2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam.
- 12 Fomin, Oleksij. (2020). Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource / Oleksij Fomin, Alyona Lovska. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* – Vol. 6, No. 7 (108). P. 21 – 29. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217162
- 13 Kosmin V. V. Osnovy nauchnyh issledovanij: Uchebnoe posobie. – Moskva: GOU «Uchebno-metodicheskij centr po obra-zovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2007. – 271 s.
- 14 Fomin, O. (2019). Dynamic load effect on the transportation safety of tank containers as part of combined trains on railway ferries / O. Fomin, A. Lovska, V. Pištěk, P. Kučera // *Vibroengineering Procedia.* – Vol. 29. P. 124–129. <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138>
- 15 Minochkin, A. (2021). The improvement of method for the multi-criteria evaluation of the effectiveness of the control of the structure and parameters of interference protection of special-purpose radio communication systems / A. Minochkin, A. Shyshatskyi, V. Hasan, A. Hasan, A. Opalak, A. Hlushko, O. Demchenko, A. Lyashenko, O. Havryliuk, S. Ostapenko // *Technology Audit and Production Reserves.* – Vol. 4. No.2(60). P. 22–27. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235465>.
- 16 Nalapko, O. (2021). Analysis of mathematical models of mobility of communication systems of special purpose radio communication systems / O. Nalapko, O. Sova, A. Shyshatskyi, A. Hasan, V. Velychko, O. Trotsko, D. Merkotan, N. Protas, R. Lazuta, O. Yakovchuk // *Technology Audit and Production Reserves.* – Vol. 4. No.2(60). P. 39–44. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237433>.
- 17 Lovska, A. O. (2021). Doslidzhennya dinamichnoï navantazhenosti nesuchoï konstrukcii pivvagona z pruzhno-v'yazkim napovnyuvachem u hrebtovij balci / A. O. Lovska, O. V. Fomin, A. V. Rybin // *Nauka ta progres transportu. Visnik Dnipropetrovskogo nacional'nogo universitetu zaliznichnogo transportu.* – № 3 (93). S. 59 – 66. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2021/242038>

Computer simulation of loading of car frame with filler in a ridge beam is done. Calculation is carried out in SolidWorks Simulation software package which implements finite element method by the example of a gondola car. The worst case of gondola frame loading - shunting collision - is taken into consideration. It is considered that there is a longitudinal load of 3.5 MN on the rear coupler stop. The presence of material with ductile properties in the frame was modeled by setting up "spring-dampener" links between the rear coupler stops with the help of software package options. Results of calculation let establish that maximum accelerations are concentrated in the middle part of the gondola frame and make about 38 m/s². Verification of the formed model was carried out by Fisher's criterion, by comparing two samples obtained by mathematical and computer modeling. The maximum discrepancy percentage was 5.7% and occurs at an impact force of 2.9 MN in the coupling.

Basic indexes of gondola frame strength are calculated. Maximum equivalent stresses at that are fixed in the area of back beam and kingpin interaction and are 298.5 MPa, which is 9% lower than stresses which occur in frame structure without filler. The maximum displacements were recorded in the middle part of the frame and were 7.6 mm, which is 11% lower than the displacements in the unfilled frame design.

This implementation is effective for implementation on other types of freight cars as well. The results of their frame strength calculation showed that maximum equivalent stresses are lower by 4 - 7% than those which occur in typical frame constructions.

Carried out researches will help to decrease load-bearing structures of wagons, to improve their fatigue resistance, service life and to decrease the maintenance costs.

Key words: transport mechanics, wagon, load-bearing structure, dynamic loading, durability.

Панченко С. В. – д.т.н., професор, ректор Українського державного університету залізничного транспорту.

Фомін О. В. – д.т.н., професор кафедри “Вагони та вагонне господарство” Державного університету інфраструктури та технологій.

Ватуля Г. Л. – д.т.н., професор, проректор з наукової роботи Українського державного університету залізничного транспорту.

Ловська А. О. – д.т.н., доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту.

Петренко Д. Г. – к.т.н., старший викладач кафедри будівельної механіки та гідравліки Українського державного університету залізничного транспорту.

Рибін А. В. – старший викладач кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту.