

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.463.65

doi: 10.31498/2225-6733.42.2021.240690

© Панченко С.В.¹, Фомін О.В.², Ватуля Г.Л.³, Ловська А.О.⁴,
Павлюченков М.В.⁵, Рибін А.В.⁶**ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ SIN-БАЛОК
В НЕСУЧУ КОНСТРУКЦІЮ НАПІВВАГОНА**

Проведено наукове обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію універсального напіввагона. Дослідження проведені стосовно напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу. Здійснено розрахунок на міцність рами напіввагона з SIN-балками в якості несучих елементів. При цьому використано програмний комплекс SolidWorks Simulation, який реалізує метод скінчених елементів. В якості скінчених елементів застосовані просторові ізопараметричні тетраедри. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 335,3 МПа і не перевищують допустимі. Максимальні переміщення зосереджені в центральній частині рами та склали близько 29,0 мм. Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона. Розрахунок здійснений за умови руху напіввагона у порожньому стані стиковою нерівністю, як випадку найбільшої навантаженості несучої конструкції. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвищення візка моделі 18-100. При цьому дослідження проведені у плоскій системі координат. Розв'язок диференціальних рівнянь руху проведений в програмному комплексі MathCad. Розрахунок здійснений за методом Рунге-Кутта. Встановлено, що показники динаміки напіввагона знаходяться у допустимих межах. Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають 4,8 м/с². Прискорення візків дорівнюють 5,7 м/с². При цьому оцінка ходу напіввагона є «відмінною». Проведені дослідження сприятимуть створенню інноваційних конструкцій вагонів, зменшенню витрат на їх виготовлення, а також підвищенню ефективності функціонування залізничного транспорту.

Ключові слова: транспортна механіка, напіввагон, несуча конструкція, SIN-балка, міцність рами, динамічна навантаженість.

S.V. Panchenko, O.V. Fomin, G.L. Vatulia, A.O. Lovska, M.V. Pavliuchenkov, A.V. Rybin. The feasibility of installing sin-beams in the load-bearing structure of the open car. The scientific substantiation of SIN-beam installation into the load-bearing structure of a nonversatile filling car was carried out. The research was carried out with

¹ д-р техн. наук, професор, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, ORCID: 0000-0002-7626-9933, panchenko074@ukr.net

² д-р техн. наук, професор, Державний університет інфраструктури та технологій, м. Київ, ORCID: 0000-0003-2387-9946, fomin1985@ukr.net

³ д-р техн. наук, професор, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, ORCID: 0000-0002-3823-7201, glebvatulya@gmail.com

⁴ д-р техн. наук, доцент, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, ORCID: 0000-0002-8604-1764, alyonaLovskaya.vagons@gmail.com

⁵ канд. техн. наук, доцент, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, ORCID: 0000-0003-0542-7284, pavliuchenkov@ukr.net

⁶ ст. викладач, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, ORCID: 0000-0003-4430-8018, rybinandrey2006@gmail.com

regard to the freight car model 12-757 produced by Krukivsky Carriage Works. Use of SIN-beams as the main bearing elements of the frame reduces its weight by 6% in comparison with the frame of the prototype car. The strength of the frame of the car with SIN-beams as load-bearing elements has been calculated. At that, the SolidWorks Simulation program complex was used, which implements the method of joined elements. Spatial isoparametric tetrahedrons were used as the joined elements. It was found that the maximum equivalent loads occur in the area of interaction between the trunk beam and the kingpin beam are close to 335.3 MPa and do not exceed the permissible values. The maximum displacements are centered in the central part of the frame and are about 29.0 mm. The main indices of the load-bearing structure dynamics of the freight car were determined. The calculation was carried out under the conditions of empty wagon running with steep nerves, as a case of the highest load of the load-carrying structure. When carrying out the calculations, the parameters of the suspension arm of the model 18-100 were taken into account. At the same time, the investigation was carried out in the flat coordinate system. The differential equations of motion were developed in the MathCad software package. The calculation was carried out by the Runge-Kutta method. It was found that the indicators of the dynamics of the car are within the permissible limits. The maximum acceleration of the wagon body in the center of mass is 4.8 m/s². The acceleration of the cars is 5.7 m/s². In this case, the evaluation of the movement of the wagon is «excellent». The conducted research will contribute to the creation of innovative carriage designs, reduction of costs for their production, as well as increasing the efficiency of railway transport functioning.

Keywords: *transport mechanics, wagon, load-bearing structure, SIN-beam, frame strength, dynamic load capacity.*

Постановка проблеми. Ефективність функціонування транспортної галузі є запорукою розвитку економіки євразійських країн. Оскільки найбільш пріоритетним видом транспорту є залізничний, то до створення сучасного рухомого складу повинна приділятися особлива увага. Для забезпечення конкурентоспроможності рухомого складу важливим є урахування на стадії його проектування принципово нових інноваційних рішень. Дані рішення повинні бути спрямовані на зменшення матеріалоємності несучих конструкцій при забезпеченні умов міцності та експлуатаційної надійності. Досягти цього можливо шляхом обґрунтування та впровадження нових матеріалів в несучі конструкції вагонів, профілів, зв'язків тощо. Це дозволить знизити матеріалоємність вантажних вагонів, підвищити вантажопідйомність, збільшити середні швидкості руху в завантаженому та порожньому станах, покращити антикорозійні та антифрикційні властивості, збільшити термін служби та зменшити загальну виробничу та експлуатаційну собівартість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Передумови для збільшення частки ринку залізничних вантажних перевезень висвітлюються у роботі [1]. Наведені міркування, які повинен враховувати сучасний залізничний транспорт. Особливу увагу приділено припущенням про впровадження інноваційних вагонів та сферах їх впливу. Однак при цьому у роботі не оговорено вимог щодо проектування сучасного рухомого складу.

Аналіз конструкції інноваційного вантажного вагона для комбінованих перевезень вантажів у міжнародному сполученні висвітлюється у роботі [2]. Зазначені переваги застосування даного вагона у порівнянні з існуючими конструкціями. Разом з цим при проектуванні зазначеної конструкції вагона не враховано заходів щодо зменшення його тари.

Особливості застосування матеріалів нового покоління для зменшення тари залізничних вагонів висвітлено у роботі [3]. Авторами розглянуті перспективи застосування магнієвих сплавів в конструкціях залізничних вагонів. Разом з цим в роботі відсутні результати обґрунтування магнієвих сплавів в несучі конструкції вагонів.

Заходи щодо удосконалення несучої конструкції вагона з метою підвищення ефективності його експлуатації висвітлено у роботі [4]. Наведено результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона. Однак дані технічні рішення не забезпечують зменшення тари несучої конструкції вагона при дотриманні умов міцності та експлуатаційної надійності.

Обґрунтування застосування раціональної конструкції рами напіввагона шляхом

комп'ютерного моделювання проводиться в роботі [5]. Наведені результати розрахунку на міцність рами напіввагона, які підтвердили доцільність запропонованих заходів. При цьому запропоновані рішення спрямовані на удосконалення конструкції рами та не сприяють зменшенню тари напіввагона.

Структурно-динамічний аналіз несучої конструкції напіввагона з використанням методу скінчених елементів проводиться в роботі [6]. Визначено власні частоти коливань запропонованої конструкції вагона. Однак запропоновані конструкційні рішення не забезпечують зниження тари вагона.

Заходи щодо зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів для підвищення ефективності їх експлуатації наведені у роботах [7, 8]. Сформовані математичні моделі, які дозволяють отримати уточнені значення динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції вагонів. Запропоновані конструкційні удосконалення несучих конструкцій вагонів. Важливо сказати, що дані рішення спрямовані на забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів, а не зменшення їх тари.

Аналіз літературних джерел [1-8] дозволяє зробити висновок, що доцільним є проведення досліджень, які спрямовані на зменшення тари несучих конструкцій вагонів. Це сприятиме зменшенню їх матеріалоемності, а, відповідно, і витрат на виготовлення при забезпеченні умов міцності.

Метою дослідження є наукове обґрунтування впровадження SIN-балок в несучу конструкцію напіввагона. Для досягнення зазначеної мети визначені такі задачі:

- удосконалити раму напіввагона шляхом впровадження в якості несучих елементів SIN-балок;
- провести розрахунок на міцність рами напіввагона;
- визначити основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона.

Виклад основного матеріалу. Для зниження собівартості виготовлення та експлуатації напіввагонів можливим є зниження їх тари і відповідного збільшення вантажопідйомності. Досягти цього можливо шляхом удосконалення конструкції модуля рами на основі застосування SIN-балок в якості його основних несучих елементів, перекритих горизонтальним листом, при виконанні умов міцності (рис. 1).

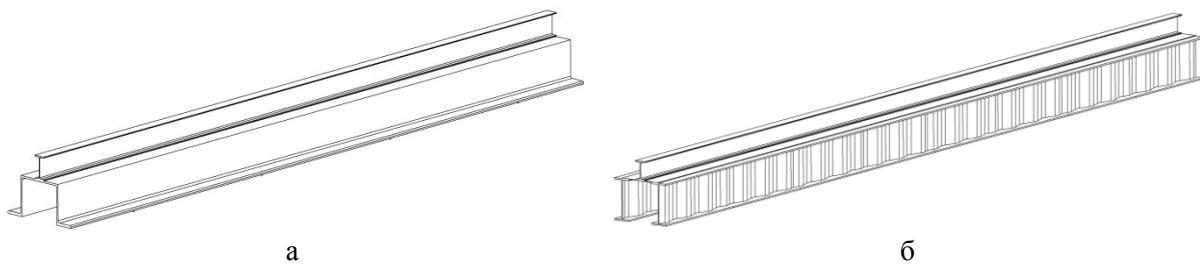


Рис. 1 – Хребтова балка напіввагона: а – типова конструкція; б – удосконалена

Геометричні параметри SIN-балок, які утворюють хребтову балку, визначені з умови забезпечення міцності при дії експлуатаційних навантажень. В якості рами вагона-прототипу обрано раму напіввагона моделі 12-757. Важливо зазначити, що даний профіль SIN-балки не є типовим. Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу.

Для обґрунтування використання SIN-балок в несучих конструкціях напіввагонів побудовано просторову модель рами напіввагона (рис. 2) та проведено розрахунок на міцність. Всі графічні роботи проводилися в програмному комплексі SolidWorks. Розрахунок на міцність здійснений в програмному комплексі SolidWorks Simulation за методом скінчених елементів [9-12].

Оптимальна кількість елементів сітки визначена з використанням графоаналітичного методу [13, 14]. В якості скінчених елементів застосовані ізопараметричні тетраедри. При цьому кількість елементів сітки склала 75360, вузлів – 24045. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 192,7 мм, мінімальний – 38,5 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 710,5, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 2,87, більше десяти – 47,3.

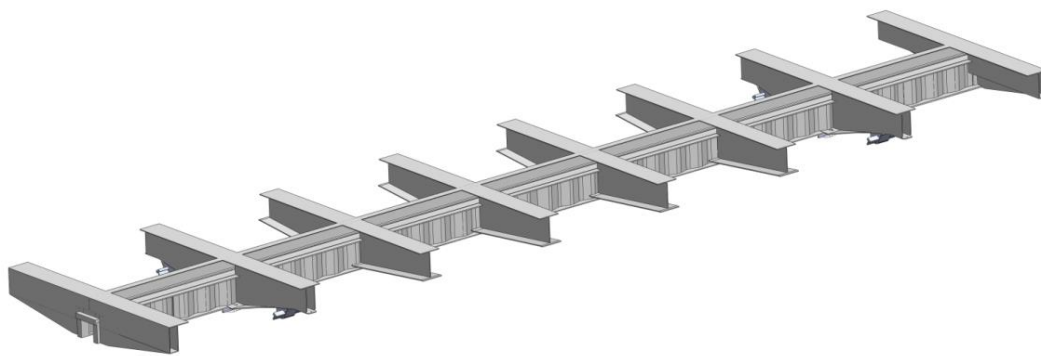


Рис. 2 – Просторова модель рами напіввагона

Розрахункова схема рами напіввагона наведена на рис. 3. Визначення міцності рами напіввагона проведено для I розрахункового режиму – «удар». Враховано, що на раму діє вертикальне статичне навантаження P_e^{cm} з урахуванням використання повної вантажопідйомності вагона, а також повздовжнє навантаження P_n на задній упор автозчепу.

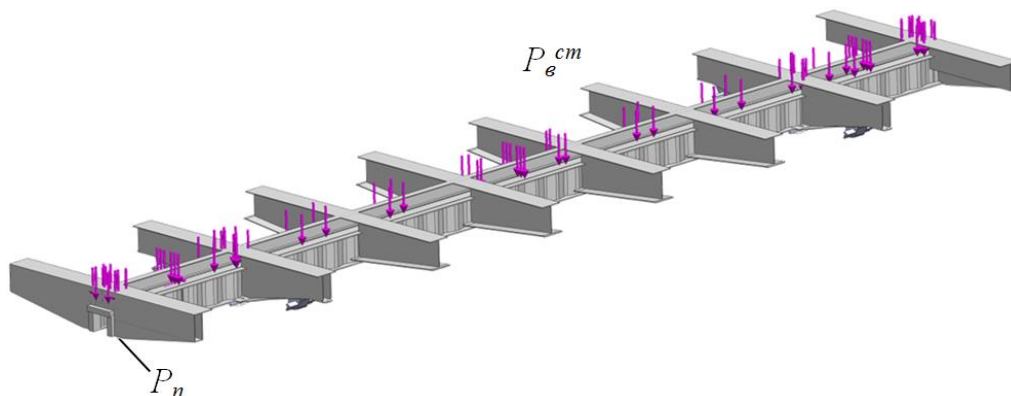


Рис. 3 – Розрахункова схема рами напіввагона

Закріплення моделі здійснювалося в зонах спирання рами на візки. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку на міцність рами наведені на рис. 4.

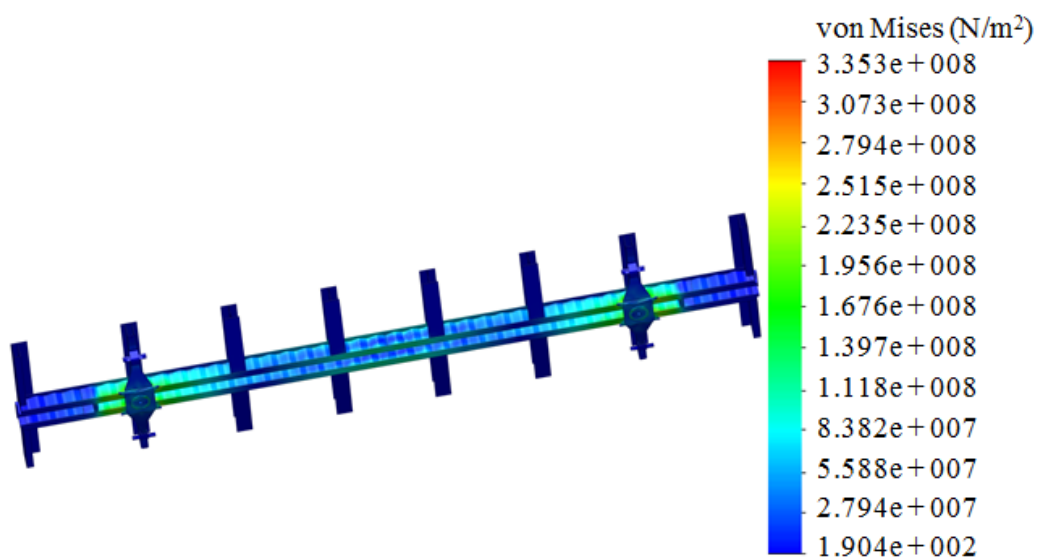


Рис. 4 – Напружений стан рами напіввагона

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 335,3 МПа і не перевищують допустимі [15, 16]. В середній частині хребтової балки максимальні еквівалентні напруження склали 245 МПа, а у кінцевих балках – близько 130 МПа. Максимальні еквівалентні напруження в проміжних балках зафіксовані в зонах їх взаємодії з хребтовою та дорівнюють 195 МПа. Максимальні переміщення склали близько 29,0 мм та зосереджені в центральній частині рами.

Розрахунок на міцність здійснений і стосовно інших схем навантаження. При цьому показники міцності рами знаходяться в межах допустимих.

Для визначення основних показників динаміки напіввагона з використанням удосконаленої конструкції рами проведено розрахунок. Розрахункова схема наведена на рис. 5.

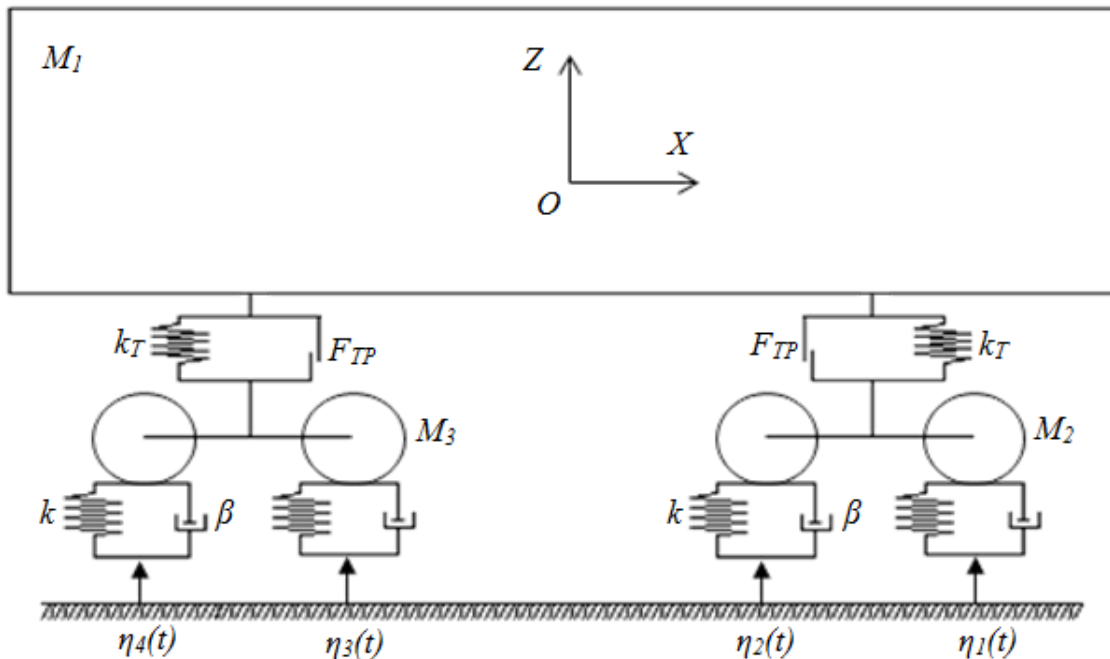


Рис. 5 – Розрахункова схема напіввагона

При цьому використано математичну модель, розроблену проф. Ю.В. Дьомінім та доцентом Г.Ю. Черняк [17]. Розрахунок проведений у плоскій системі координат за умови руху вагона у порожньому стані стиковою нерівністю, як випадку найбільшої навантаженості несучої конструкції. Враховано, що колія має пружно-в'язкі характеристики.

Прийнято припущення, що на систему накладені такі зв'язки:

- переміщення рами і візків вагона уздовж осі колії однакові;
- колісні пари рухаються без проковзування: $\psi_{ij} = x_{ij} / R$, ($i, j = 1, 2$), де R – радіус колеса, 0,475 м;
- через відсутність пружних елементів в буксовому підвішуванні підстрибування візків визначаються підстрибуванням колісних пар.

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = F_z; \quad (1)$$

$$M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = F_\varphi; \quad (2)$$

$$M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = F_z^{T1}; \quad (3)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = F_\varphi^{T1}; \quad (4)$$

$$M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = F_z^{T2}; \quad (5)$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = F_\varphi^{T2}; \quad (6)$$

$$F_z = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right); \quad (7)$$

$$F_\varphi = F_{TP} \cdot l \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right); \quad (8)$$

$$F_z^{T1} = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right); \quad (9)$$

$$F_\varphi^{T1} = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right); \quad (10)$$

$$F_z^{T2} = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right); \quad (11)$$

$$F_\varphi^{T2} = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right); \quad (12)$$

де M_1, M_3, M_5 – маса елементів коливальної системи, т; M_2, M_4, M_6 – момент інерції елементів коливальної системи, т·м²; C_{ij} – характеристика пружності елементів коливальної системи; B_{ij} – функція розсіювання; a – половина бази візка, м; l – половина бази вагона, м; q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному та кутовому переміщенням навколо вертикальної вісі, відповідно, кузова вагона, першого та другого візка; k_T – жорсткість ресорного підвішування, кН/м; k_i – жорсткість колії, кН/м; β_i – коефіцієнт демпфірування, кН·с/м; F_{TP} – сила тертя у ресорному комплекті, кН.

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики кузова вагона, ресорного підвішування, а також збудуючої дії (таблиця). При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100.

Таблиця

Вхідні параметри до математичної моделі

Параметр	Розмірність	Значення
M_1	т	12,2
M_2	т·м ²	282
M_3, M_5	т	4,3
M_4, M_6	т·м ²	3,0
l	м	4.86
a	м	0,925
k_T	кН/м	8000
k_1	кН/м	100000
β_1	кН·с/м	200

Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad за методом Рунге-Кутта. Початкові переміщення та швидкості прийняті рівними нулю [18-20].

Результати розрахунків наведені на рисунках 6, 7.

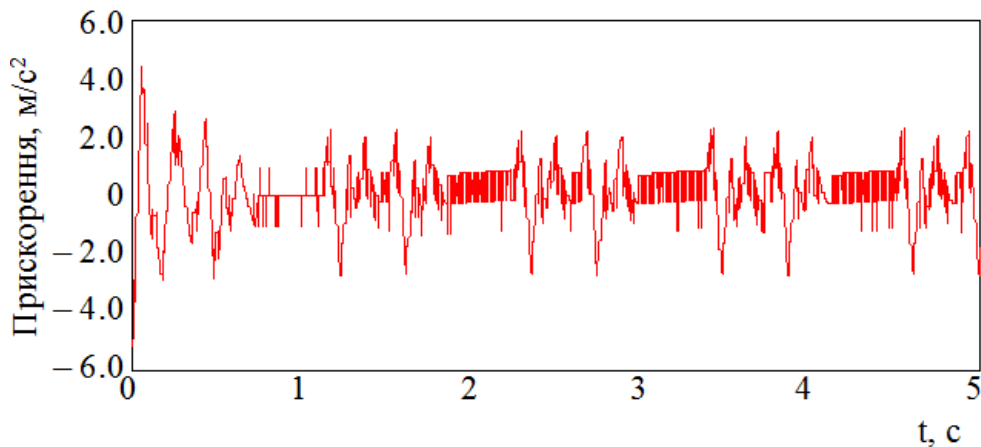


Рис. 6 – Прискорення кузова напіввагона в центрі мас

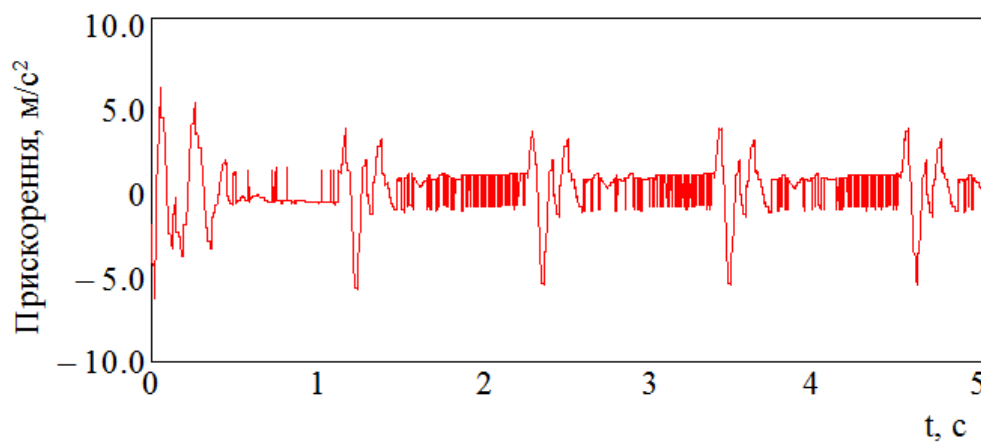


Рис. 7 – Прискорення візків

Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають $4,8 \text{ м/с}^2$. Прискорення візків дорівнюють $5,7 \text{ м/с}^2$. Сили в ресорному підвішуванні візків склали близько 40 кН , а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,55$.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що всі досліджувані показники динаміки напіввагона знаходяться у допустимих межах. Однак за рахунок того, що маса удосконаленої конструкції напіввагона нижче за масу вагона-прототипу, отримані показники динаміки при русі у порожньому стані дещо знизилися. Але не зважаючи на це, оцінка ходу напіввагона є «відмінною» [15, 16]. Крім того, стає можливим збільшити вантажопідйомність вагона за умови використання повного осевого навантаження колісних пар візків, що сприятиме дотриманню показників динаміки не нижче за ті, що притаманні вагону-прототипу.

Висновки

1. Удосконалено раму напіввагона шляхом впровадження в якості несучих елементів SIN-балок. Геометричні параметри SIN-балок, які утворюють хребтову балку, визначені з умови забезпечення її міцності при дії експлуатаційних навантажень. Важливо зазначити, що профіль виконання SIN-балок не є типовим у відповідності до сортаменту. Використання SIN-балок в якості основних несучих елементів рами сприяє зменшенню її маси на 6% у порівнянні з рамою вагона-прототипу.

2. Проведено розрахунок на міцність рами напіввагона. При цьому використано програм-

ний комплекс SolidWorks Simulation, який реалізує метод скінчених елементів. Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 335,3 МПа і не перевищують допустимі. Максимальні переміщення склали близько 29,0 мм та зосереджені в центральній частині рами.

3. Визначено основні показники динаміки несучої конструкції напіввагона. Максимальні прискорення кузова напіввагона в центрі мас складають 4,8 м/с². Прискорення візків дорівнюють 5,7 м/с². Сили в ресорному підвішуванні візків склали близько 40 кН, а коефіцієнт вертикальної динаміки – 0,55.

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що всі досліджувані показники динаміки напіввагона знаходяться у допустимих межах. Оцінка ходу напіввагона є «відмінною».

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.

Перелік використаних джерел:

1. Hecht Markus. Innovative rail freight wagons - A precondition to increase the market-share of rail freight / Markus Hecht // Archives of Transport. – 2015. – Vol. 29 (1). – Pp. 17-26. – Mode of access: <https://doi.org/10.5604/08669546.1146959>.
2. Krasoń Wiesław. Innovative Project of Prototype Railway Wagon and Intermodal Transport System / Wiesław Krasoń, Tadeusz Niezgodą, Michał Stankiewicz // Transportation Research Procedia. – 2016. – Vol. 14. – Pp. 615-624. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2016.05.307>.
3. The next generation material for lightweight railway car body structures: Magnesium alloys / Woo Geun Lee, Jung-Seok Kim, Seung-Ju Sun, Jae-Yong Lim // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2016. – Vol. 232. – Iss. 1. – Pp. 25 – 42. – Mode of access: <https://doi.org/10.1177/0954409716646140>.
4. Improvement of the open wagon for cargoes which imply loading with a «hat» / A. Reidemeister, L. Muradian, V. Shaposhnyk, O. Shykunov, O. Kyryl'chuk, V. Kalashnyk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985, 012034. – Pp. 1-7. – Mode of access: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012034>.
5. 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. – Pp. 150-154. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.738>.
6. Haraka S.S. Structural dynamic analysis of freight railway wagon using finite element method / S.S. Haraka, S.C. Sharma, S.P. Harshaa // Procedia Materials Science. – 2014. – Vol. 6. – Pp. 1891-1898. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.221>.
7. Fomin O. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry / O. Fomin, A. Lovska // Engineering Science and Technology an International Journal. – 2020. – Vol. 23. – Iss. 6. – Pp. 1455-1465. – Mode of access: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010>.
8. Lovska Alyona. A new fastener to ensure the reliability of a passenger coach car body on a railway ferry / Alyona Lovska, Oleksij Fomin // Acta Polytechnica. – 2020. – Vol. 60. – Iss. 6. – Pp. 478-485. – Mode of access: <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0478>.
9. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway ferry / A. Lovska, O. Fomin, V. Píštěk, P. Kučera // Applied Science. – 2020. – № 10, 5710. – Pp. 1-15. – Mode of access: <https://doi.org/10.3390/app10165710>.
10. Lovska A.O. Computer simulation of wagon body bearing structure dynamics during transportation by train ferry / A.O. Lovska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2015. – № 3. – Pp. 9-14. – Mode of access: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43749>.
11. 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. Kulbovskiy, E. Sorochinska, S. Sapronova, O. Bambura // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 5, № 1 (89). –

- Рр. 11-19. – Mode of access: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>.
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. № 7 (108). – Pp. 21-29. – Mode of access: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217162>.
 13. Rationalization of cross-sections of the composite reinforced concrete span structure of bridges with a monolithic reinforced concrete roadway slab / G.L. Vatulia, O.V. Lobiak, S.V. Deryzemlia, M.A. Verevicheva, Ye.F. Orel // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2019. – Vol. 664, 012014. – Pp. 1-9. – Mode of access: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/664/1/012014>.
 14. Vatulia G. Optimization of the truss beam. Verification of the calculation results / G. Vatulia, S. Komagorova, M. Pavliuchenkov // *MATEC Web of Conferences*. – 2018. – Vol. 230, 02037. – Pp. 1-8. – Mode of access: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823002037>.
 15. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). – Введ. 2015-07-01. – Київ, 2015. – 162 с.
 16. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Введ. 2016-07-01. – М. : Стандартинформ, 2016. – 54 с.
 17. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк. – К. : КУЕТТ, 2003. – 269 с.
 18. The concept of the organization of interaction of elements of military radio communication systems / I.O. Romanenko, A.V. Shyshatskiy, R.M. Zhyvotovskiy, S.M. Petruk // *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*. – 2017. – № 1. – Pp. 97-100. – Mode of access: <https://doi.org/10.30748/nitps.2017.26.20>.
 19. Calculation of loads on carrying structures of articulated circular-tube wagons equipped with new draft gear concepts / Alyona Lovska, Oleksij Fomin, Pavel Kučera, Václav Píštěk // *Applied Science*. – 2020. – Vol. 10. – 7441. – Pp. 1-11. – Mode of access: <https://doi.org/10.3390/app10217441>.
 20. 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. Shyshatskiy, V. Hasan, A. Hasan, A. Opalak, A. Hlushko, O. Demchenko, A. Lyashenko, O. Havryliuk, S. Ostapenko // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2021. – Vol. 4, № 2 (60). – Pp. 22-27. – Mode of access: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235465>.

References:

1. Hecht Markus. Innovative rail freight wagons – A precondition to increase the market-share of rail freight. *Archives of Transport*, 2015, vol. 29 (1), pp. 17-26. doi: **10.5604/08669546.1146959**.
2. Krasoń Wiesław, Niezgoda Tadeusz, Stankiewicz Michał. Innovative Project of Prototype Railway Wagon and Intermodal Transport System. *Transportation Research Procedia*, 2016, vol. 14, pp. 615-624. doi: **10.1016/j.trpro.2016.05.307**.
3. Woo Geun Lee, Jung-Seok Kim, Seung-Ju Sun, Jae-Yong Lim. The next generation material for lightweight railway car body structures: Magnesium alloys. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2016, vol. 232, iss. 1, pp. 25-42. doi: **10.1177/0954409716646140**.
4. Reidemeister A., Muradian L., Shaposhnyk V., Shykunov O., Kyryl'chuk O., Kalashnyk V. Improvement of the open wagon for cargoes which imply loading with a «hat». *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 985, 012034, pp. 1-7. doi: **10.1088/1757-899X/985/1/012034**.
5. Antipin D.Ya., Racin D.Yu., Shorokhov S.G. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 150-154. doi: **10.1016/j.proeng.2016.06.738**.
6. Haraka S.S., Sharma S.C., Harshaa S.P. Structural dynamic analysis of freight railway wagon using finite element method. *Procedia Materials Science*, 2014, vol. 6, pp. 1891-1898.

doi: 10.1016/j.mspro.2014.07.221.

7. Fomin O., Lovska A. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology an International Journal*, 2020, vol. 23, issue 6, pp. 1455-1465. doi: 10.1016/j.jestch.2020.08.010.
8. Lovska Alyona, Fomin Oleksij. A new fastener to ensure the reliability of a passenger coach car body on a railway ferry. *Acta Polytechnica*, 2020, vol. 60, iss. 6, pp. 478-485. doi: 10.14311/AP.2020.60.0478.
9. Lovska A., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway ferry. *Applied Science*, 2020, no. 10, 5710, pp. 1-15. doi: 10.3390/app10165710.
10. Lovska A.O. Computer simulation of wagon body bearing structure dynamics during transportation by train ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2015, no. 3, pp. 9-14. doi: 10.15587/1729-4061.2015.43749.
11. Fomin O., Kulbovskiy I., Sorochinska E., Sapronova S., Bambura O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2017, vol. 5, no. 1 (89), pp. 11-19. doi: 10.15587/1729-4061.2017.109588.
12. Fomin Oleksij, Lovska Alyona. Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020, vol. 6, no. 7 (108), pp. 21-29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217162.
13. Vatulia G.L., Lobiak O.V., Deryzemlia S.V., Verevicheva M.A., Orel Ye.F. Rationalization of cross-sections of the composite reinforced concrete span structure of bridges with a monolithic reinforced concrete roadway slab. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 664, 012014, pp. 1-9. doi: 10.1088/1757-899X/664/1/012014.
14. Vatulia G., Komagorova S., Pavliuchenkov M. Optimization of the truss beam. Verification of the calculation results. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 230, 02037, pp. 1-8. doi: 10.1051/mateconf/201823002037.
15. DSTU 7598:2014. *Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv kolii 1520 mm (nesamohidnih)* [State standart 7598: 2014. Freight cars. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya new and modernizovanih vagoniv kolii 1520 mm (nesamohidnih)]. Kyiv, 2015. 162 p. (Ukr.)
16. GOST 33211-2014. *Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [State standart 33211-2014. Freight cars. Requirements for durability and dynamic qualities]. Moskva: Standartinform, 2016. 54 p. (Rus.)
17. Domin Yu.V., Chernyak G.Yu. *Osnovi dinamiki vagoniv* [Fundamentals of Carriage Dynamics]. Kyiv, KUETT Publ., 2003. 269 p. (Ukr.)
18. Romanenko I.O., Shyshatskyi A.V., Zhyvotovskiy R.M., Petruk S.M. The concept of the organization of interaction of elements of military radio communication systems. *Nauka i tekhnika Povitrianih Sil Zbroinikh Sil Ukraini – Science and Technology of the Air Force of the Armed Forces of Ukraine*, 2017, no. 1, pp. 97-100. doi: 10.30748/nitps.2017.26.20.
19. Alyona Lovska, Oleksij Fomin, Pavel Kučera, Václav Pištěk. Calculation of loads on carrying structures of articulated circular-tube wagons equipped with new draft gear concepts. *Applied Science*, 2020, vol. 10, 7441, pp. 1-11. doi: 10.3390/app10217441.
20. Minochkin A., Shyshatskyi A., Hasan V., Hasan A., Opalak A., Hlushko A., Demchenko O., Lyashenko A., Havryliuk O., Ostapenko S. 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. *Technology Audit and Production Reserves*, 2021, vol. 4, no. 2 (60), pp. 22-27. doi: 10.15587/2706-5448.2021.235465.

Рецензент: С.Ю. Сапронова
д-р техн. наук, проф., ДУІТ

Стаття надійшла 13.03.2021