

УДК 629.463.65

DOI: 10.34029/2311-4061-2022-143-2-28-37

*Д-р техн. наук Фомін О. В.*

*Д-р техн. наук Ловська А. О.*

### **ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ, ЯКЕ ДІЄ НА НАПІВВАГОН З ПРУЖНО-ФРИКЦІЙНИМИ СКЛАДОВИМИ В РАМІ**

**DETERMINATION OF DYNAMIC LOAD ACTING ON A GONDOLA CAR WITH ELASTIC-  
FRICTION COMPONENTS IN THE FRAME**

*Ключові слова:* транспортна механіка, напіввагон, несівна конструкція, рама, динамічне навантаження.

#### **Вступ**

Перспективи розвитку транспортної інфраструктури зумовлюють необхідність підвищення ефективності експлуатації залізничного транспорту, який вже тривалий час є її провідною галуззю. При цьому особлива увага повинна приділятися технічній забезпеченості залізничного парку [1–3]. Відомо, що найбільш поширеним типом вагону у експлуатації є напіввагон. Станом на серпень 2021 р. відсоток напіввагонів від загального парку вагонів АТ «Укрзалізниця» становив 51,5 % (103227 вагонів).

Одним з найбільш навантажених вузлів напіввагона є несівна конструкція. Здебільшого її пошкодження обумовлені дією значних динамічних навантажень, що виникають в експлуатації. Циклічність дії цих навантажень погіршує міцність несівних конструкцій вагонів. Найбільш поширеними пошкодженнями несівних конструкцій є тріщини, обрив зварювальних швів, деформації, перекіс тощо (рис. 1).

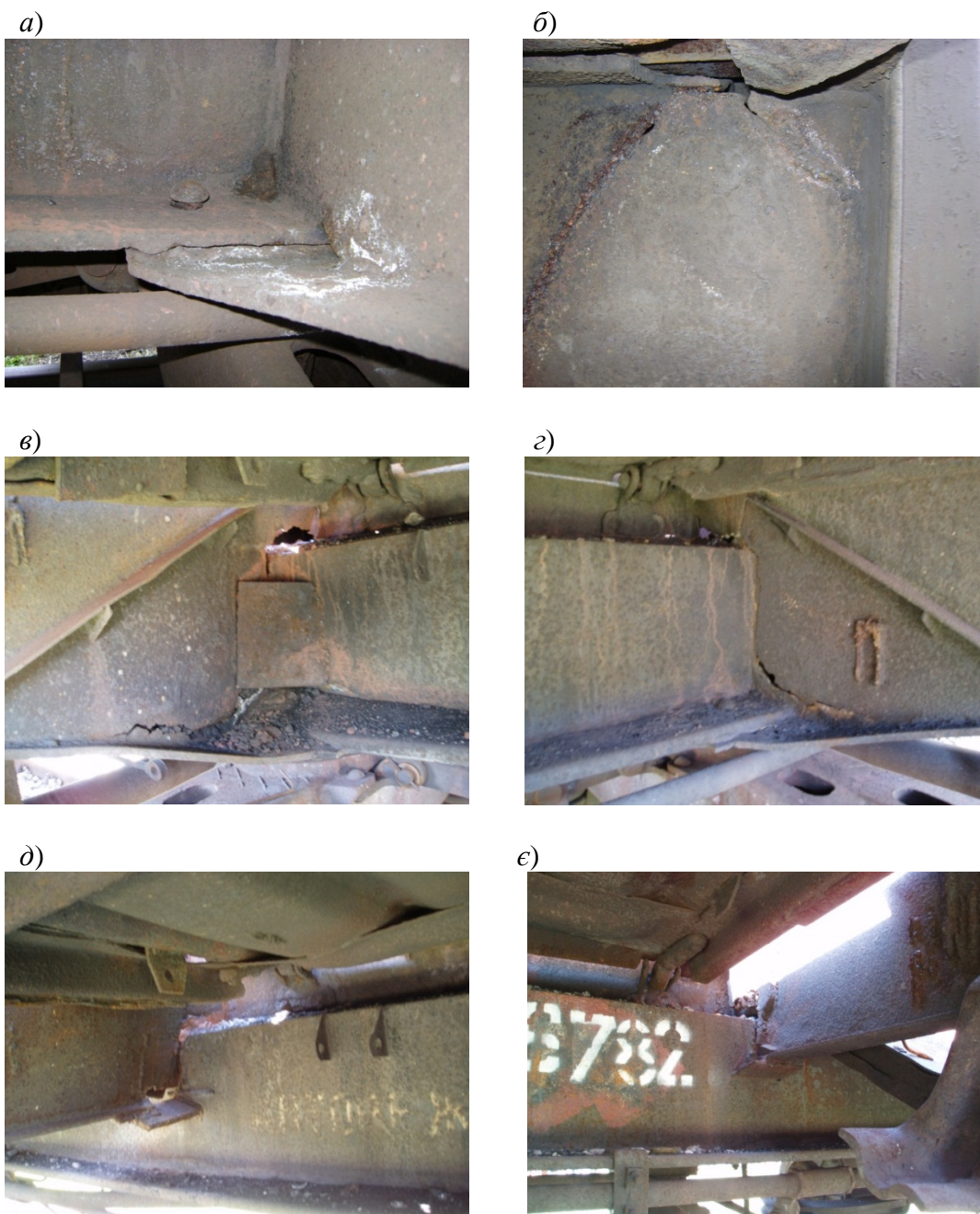
Така обставина зумовлює проведення позапланових видів ремонтів або виключення вагонів з інвентарного парку. Це викликає необхідність додаткових витрат на утримання рухомого складу. Тому для забезпечення лідерських позицій залізничної галузі на ринку перевізних послуг важливим є впровадження в експлуатацію рухомого складу з покращеними технічними та експлуатаційними показниками. Під час проектування такого рухомого складу необхідним є використання рішень, спрямованих на зменшення динамічних навантажень, які діють на нього, а відповідно і покращення міцності, ресурсу експлуатації тощо. Тому виникає необхідність проведення відповідних досліджень в даному напрямку.

#### **Аналіз останніх досліджень та публікацій**

Питання удосконалень несівних конструкцій вагонів для зменшення навантажень, що діють на них в експлуатації є досить актуальними. Одним з найбільш перспективних напрямків є впровадження принципів мультифункціональності та мультиматеріальності при проектуванні несівних конструкцій вагонів [4–6]. Так, в роботі [7] запропоновано оптимізацію несівної конструкції вагона-хопера із використанням функціональних стільникових сендвіч-панелей. Метою такою оптимізації було зменшення тари вагона. Також її використання забезпечує і покращення міцності несівної конструкції.

В публікації [8] розглянуто особливості створення кузова залізничного транспортного засобу з екструдованих алюмінієвих панелей. Кожна панель виготовлена з сендвіч-панелей, які взаємодіють між собою зварюванням. При цьому запропонована конструкція кузова транспортного засобу сприяє зменшенню його тари при збереженні достатньої міцності.

Однак важливо відмітити, що запропоновані заходи щодо удосконалень стосуються бокових та торцевих стін і не сприяють покращенню міцності рами вагона, як найбільш навантаженого вузла несівної конструкції.



*Рис. 1 – Пошкодження рам напіввагонів:  
а), б) тріщини в шворневій балці; в), г) тріщини та корозійні пошкодження шворневої балки; з), є) обрив проміжної балки*

У публікації [9] авторами обґрунтовано використання профлиста для спрощення конструкції кузова вагона. Зазначено, що таке рішення також сприяє зменшенню тари вагона та покращенню механічних властивостей складових його конструкції. В роботі наведені результати модального аналізу несівної конструкції вагона. Встановлено, що частоти коливань несівної конструкції знаходяться в межах допустимих значень.

Особливості проектування сендвіч-конструкцій з решітчастою серцевиною для легких вагонів-хоперів висвітлюється у публікації [10]. При визначенні показників міцності проєктованого вагона використані Північноамериканські стандарти. Наведено результати комп'ютерного моделювання міцності несівної конструкції вагона, які підтвердили доцільність прийнятих при проектуванні рішень. Однак запропоновані заходи не сприяють зменшенню навантажень на раму вагона, а більше спрямовані на мінімізацію його тари. В публікації [11] наведено обґрунтування використання композитних панелей при здійсненні модернізації кузовів

вантажних вагонів. Зазначено переваги запропонованої модернізації та перспективи її подальшого розвитку на вузькоколіїних вагонах. Однак аналіз напруженого стану несівної конструкції вантажного вагона з композитними складовими в роботі не проводиться тому оцінити міцність несівної конструкції вагона не представляється можливим.

Для покращення міцності несівних конструкцій вагонів шляхом зменшення динамічних навантажень, що діють на них в експлуатації, в роботі [12] запропоновано використання замкненого профілю хребтової балки, заповненого наповнювачем. Встановлено, що максимальні прискорення, які діють на несівну конструкцію вагона на 4 % нижчі за ті, що отримані для несівної конструкції без наповнювача в балці. Проведено експериментальне дослідження міцності консольної частини хребтової балки, заповненої наповнювачем. Встановлено, що з урахуванням застосування наповнювача напруження, які виникають в балці зменшуються на 5,3% в порівнянні з конструкцією без наповнювача. Однак авторами досліджено повздовжню навантаженість вагона. При цьому не розглядався вплив наповнювача на вертикальну навантаженість несівної конструкції вагона. В публікації [13] авторами запропоновано та обґрунтовано використання С-подібних профілів в якості складових рами вагона. Наведено результати розрахунку на міцність несівних конструкцій вагонів з урахуванням запропонованого удосконалення. Разом з цим таке рішення не сприяє зменшенню динамічних навантажень на несівні конструкції вагонів при експлуатаційних режимах. Особливості удосконалення несівної конструкції вагона з метою забезпечення його міцності в експлуатації висвітлюються в публікації [14]. При цьому авторами запропоновано посилення найбільш навантажених складових конструкцій вагона. Наведено результати розрахунку на міцність несівної конструкції вагона. Важливо сказати, що ці заходи спрямовані на покращення показників міцності несівної конструкції шляхом її посилення, а не зменшення динамічних навантажень.

Аналіз літературних джерел [7–14] дозволяє зробити висновок, що питанням покращення міцності несівних конструкцій вагонів, зокрема їх рам, як найбільш навантажених вузлів конструкцій, шляхом зменшення динамічних навантажень не приділялося належної уваги. Це зумовлює необхідність проведення досліджень в зазначеному напрямку.

#### **Визначення мети та задачі дослідження**

Висвітлення результатів визначення динамічних навантажень, які діють на напіввагон з пружно-фрикційними складовими в рамі. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі задачі:

- запропонувати конструкцію рами напіввагона, яка дозволить зменшити динамічні навантаження, що діють на нього в експлуатації;
- провести визначення динамічного навантаження, яке діє на напіввагон.

#### **Матеріали та методи досліджень**

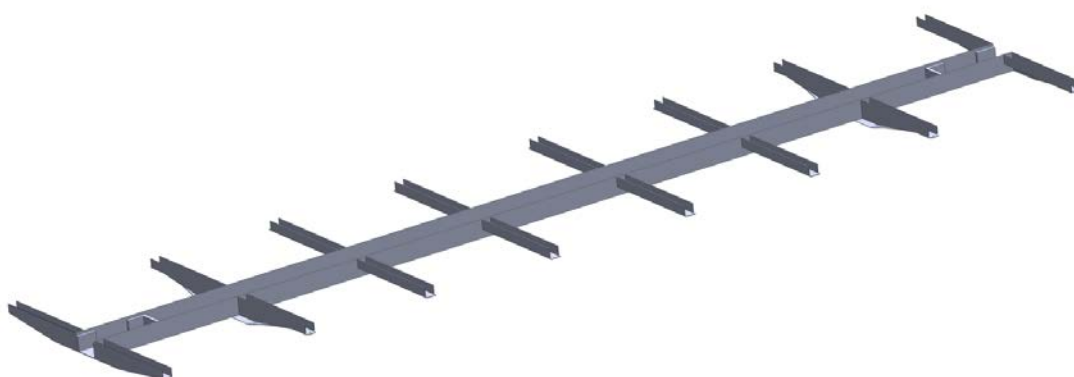
З метою визначення оптимальних параметрів профілів виконання рами напіввагона використано метод оптимізації за резервами міцності, описаний у роботах [15, 16]. У якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-7023 побудови ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (м. Кременчук). Для визначення маси удосконаленої конструкції рами побудовано її просторову модель в програмному комплексі SolidWorks. В якості матеріалу конструкції використано сталь марки 09Г2С зі значенням щільності  $7,8 \text{ т/м}^3$ . За допомогою опцій зазначеного програмного комплексу здійснено визначення маси удосконаленої несівної конструкції напіввагона.

Отримане значення маси несівної конструкції напіввагона враховано при визначенні динамічних навантажень, які діють на нього. При цьому дослідження здійснені у вертикальній площині, тобто до уваги прийнято коливання підсакування. Враховано, що вагон складається з трьох елементів: несівна конструкція та дві ходові частини (візки моделі 18-7020 тип 2). Прийнято припущення, що кузов завантажений умовним вантажем з використанням повної вантажопідйомності вагона. Колія розглянута як стикова з пружно-в'язкими властивостями. Реакції колії пропорційні як її деформації, так і швидкості цієї деформації. Розв'язок системи диференціальних рівнянь руху здійснено в програмному комплексі MathCad за методом Рунге-Кутта [17–19]. При цьому початкові переміщення та швидкості покладені рівними нулю.

### Створення конструкції рами напіввагона, яка дозволить зменшити динамічні навантаження, що діють на нього в експлуатації

Для зменшення динамічного навантаження на несівну конструкцію напіввагона, а відповідно і покращення міцності, запропоновано удосконалення його рами. Дане удосконалення полягає у використанні в якості несівних елементів рами П-подібних профілів, в яких розміщуються пружні елементи, перекриті зверху горизонтальними листами (рис. 2). При цьому пружні елементи можуть бути представлені пружинами або матеріалом, який має пружні зв'язки. Дане рішення запропоноване як один з можливих варіантів зменшення динамічного навантаження, що діє на вагон в експлуатації.

а)



б)

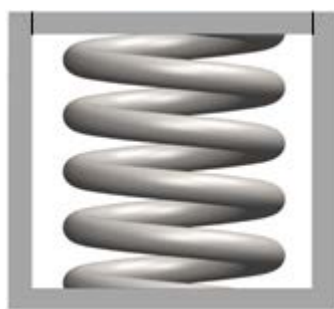


Рис. 2 – Удосконалена конструкція рами напіввагона:

а) просторова модель рами (без горизонтальних листів); б) переріз хребтової балки рами

Зменшення динамічного навантаження, що діє на раму вагона досягається посередництвом сил сухого тертя, які виникають між вертикальними частинами стінок П-подібного профілю і горизонтального листа при коливаннях підсакування вагона. П-подібний профіль може бути виготовлений з прямокутних або квадратних труб з урахуванням видалення однієї з його стінок, яка може бути використана для створення горизонтального листа.

Результати розрахунку оптимальних параметрів профілів виконання рами напіввагона, які знайдено методом оптимізації за резервами міцності, наведено в таблиці 1. Максимальні еквівалентні напруження в елементах рами визначено шляхом її розрахунку на міцність при I та III розрахункових режимах. При цьому враховувалися такі навантаження: вертикальне статичне, яке дорівнює 829,9 кН, вертикальне динамічне – 99,6 кН, відцентрове – 156,4 кН, рамне – 202,94 кН. При проведенні розрахунків також враховувалися повздовжні навантаження, які діють на несівну конструкцію напіввагона у відповідності до [20, 21]. В таблиці 1 прийнято такі позначення:  $n$  – запас міцності, який визначено за розрахунками як відношення межі плинності матеріалу конструкції до розрахункових напружень;  $\sigma_{екв}$  – максимальні еквівалентні напруження, що визначалися за формулою

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{(\sigma_x^k - \sigma_y^k)^2 + (\sigma_y^k - \sigma_z^k)^2 + (\sigma_z^k - \sigma_x^k)^2}{2}}, \quad (1)$$

де:  $\sigma_x^k, \sigma_y^k, \sigma_z^k$  – головні напруження, які виникають в несівній конструкції напіввагона;

$W_x$  – момент опору перерізу відносно осі X;  $W_y$  – момент опору перерізу відносно осі Y;  $[W_x]$  – допустимий момент опору перерізу відносно осі X;  $[W_y]$  – допустимий момент опору перерізу відносно осі Y;  $W$  – оптимальний момент опору перерізу;  $H$  – висота перерізу;  $S$  – товщина стінки профілю.

Табл. 1 – Визначення оптимальних параметрів профілів виконання рами напіввагона

Елемент рами	Маса 1 м, кг	n	$\sigma_{екв}$ , МПа	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$[W_x]$ , см <sup>3</sup>	$[W_y]$ , см <sup>3</sup>	Оптимальні параметри труби			Маса 1 м труби, кг
								W, см <sup>3</sup>	H, мм	S, мм	
Балка хребтова	154,1	1,3	310,5	1317,95	2526,7	1317,95	2526,7	2536,76	450	10,5	141,19
Балка проміжна поперечна	71,7	2,8	70,7	124,9	1010,12	44,6	360,8	374,48	200	8,5	49,2
Шворнева балка	334,9*	1,4	246,4	212,8	1791,6	152,0	1279,7	1298,1	300	13,5	115,31
Балка кінцева	47,5	2,7	84,3	1628,15	159,57	603,01	59,1	578,34	250	8,0	45,8

\* при визначенні маси шворневої балки до уваги не прийнято масу п'ятника та ковзунів.

Визначення параметрів оптимального профілю виконання хребтової балки надало її розрахункове значення запасу міцності 1,1. У зв'язку з тим, що мінімальне значення запасу міцності елементів кузовів у відповідності до [20, 21] повинно складати 1,3, то це значення було прийняте в якості розрахункового, а максимальні напруження прийняті рівними допустимим і склали 310,5 МПа. З урахуванням цього підбір оптимального профілю виконання хребтової балки здійснено за розрахунковими значеннями моментів опорів. Результати розрахунку здійснені для квадратного перерізу труби (рис. 3) наведені у таблиці 1.

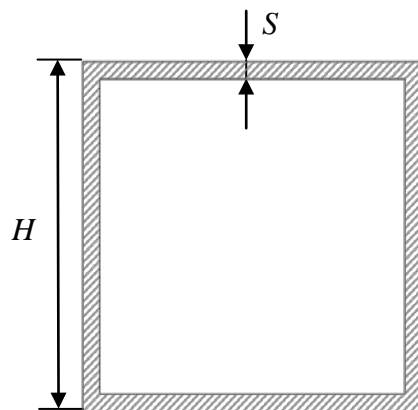


Рис. 3 – Переріз квадратної труби

З урахуванням використання запропонованих профілів маса рами зменшується на 4,4 % у порівнянні з прототипом. Висота пружин, які передбачається використовувати у рамі не повинна перевищувати висоту профілів її виконання. Жорсткість пружин повинна забезпечувати можливість зменшення динамічного навантаження, що діє на напіввагон. За попередніми розрахунками вона повинна складати не менше 8340 кН/м. У якості матеріалу виконання пружин можливе застосування сталей марок 55С2 або 60С2, які використовуються при виготовленні пружин ресорного підвищення візків.

#### Визначення динамічного навантаження, яке діє на напіввагон

Для визначення динамічного навантаження, яке діє на удосконалену несівну конструкцію напіввагона проведено розрахунок за схемою, наведеною на рисунку 4.

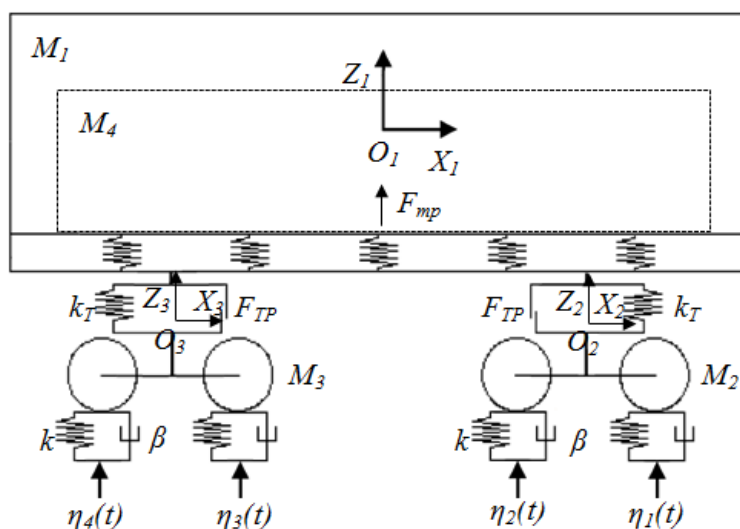


Рис. 4 – Розрахункова схема напіввагона

У розрахунках враховано, що нерівність колії описується періодичною функцією [22, 23]:

$$\eta(t) = \frac{h}{2}(1 - \cos \omega t), \quad (2)$$

де:  $h$  – глибина нерівності;  $\omega$  – частота коливань, яка визначається за формулою  $\omega = 2\pi V/L$  ( $V$  – швидкість руху вагона,  $L$  – довжина нерівності).

З урахуванням цього, переміщення вагона у просторі описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{1,2} \cdot \dot{q}_2 + C_{1,3} \cdot \dot{q}_3 = \\ = -F_{TP} \cdot \left( \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right) - F_z, \\ M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{2,2} \cdot \dot{q}_2 + C_{2,3} \cdot \dot{q}_3 + B_{2,2} \cdot \frac{d}{dt} q_2 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k(\eta_1 + \eta_2) + \beta \left( \frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \\ M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{3,2} \cdot \dot{q}_2 + C_{3,3} \cdot \dot{q}_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k(\eta_3 + \eta_4) + \beta \left( \frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \\ M_4 \cdot \ddot{q}_4 = F_z - M_4 \cdot g, \end{cases} \quad (3)$$

$$F_z = -F_{mp} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - \dot{q}_4) + k_b \cdot (q_1 - q_4), \quad (4)$$

де:  $M_i$  – інерційні коефіцієнти елементів коливальної системи (кузов вагона, дві ходові частини, вантаж);  $C_{ij}$  – характеристика пружності елементів коливальної системи;  $V_{ij}$  – функція розсіювання;  $q_i$  – узагальнені координати, що відповідають поступальному переміщенню відносно вертикальної осі, відповідно, кузова вагона, першого та другого візка, а також вантажу;  $k_T$  – жорсткість ресорного підвішування;  $k$  – жорсткість колії;  $\beta$  – коефіцієнт демпфірування;  $F_{TP}$  – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті;  $F_{mp}$  – сили тертя між вертикальними стінками П-подібного профілю і горизонтальним листом;  $\delta_i$  – деформації пружних елементів ресорного підвішування;  $\eta_i$  – нерівності колії.

В системі диференціальних рівнянь руху (2) прийнято:

- $Z_1 \sim q_1$  – координата, що характеризує поступальні переміщення несівної конструкції відносно вертикальної осі;
- $Z_2 \sim q_2$  – координата, що характеризує поступальні переміщення першого візка за ходом руху відносно вертикальної осі;
- $Z_3 \sim q_3$  – координата, що характеризує поступальні переміщення другого візка за ходом руху відносно вертикальної осі;
- $Z_4 \sim q_4$  – координата, що характеризує поступальні переміщення вантажу, розміщеного у кузові вагона відносно вертикальної осі.

Табл. 2 - Вхідні параметри для визначення динамічного навантаження, яке діє на напіввагон

Параметр	Одиниця виміру	Значення
$M_1$	т	11,7
$M_2, M_3$	т	4,9
$M_4$	т	70,3
$k_m$	кН/м	7160,6
$k_b$	кН/м	8340
$k$	кН/м	100000
$\beta$	кН · с/м	200
$h$	м	0,01
$L$	м	3,0
$V$	км/ГОД	80

Для визначення чисельного значення сили тертя, яка виникає між вертикальними стінками П-подібного профілю рами вагона і горизонтальним листом її покриття складено розрахункову схему, наведену на рисунку 5.

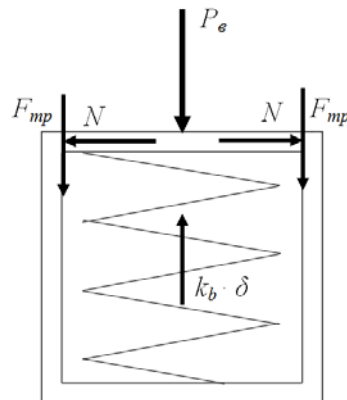


Рис. 5 – Схема дії сил на хребтову балку напіввагона, де:

- $P_e$  – вертикальна сила, обумовлена вагою вантажу, розміщеного у кузові;
- $N$  – сила, яка виникає між вертикальними стінками П-подібного профілю і горизонтальним листом;
- $\delta$  – величина стиску пружних елементів під дією сили  $P_e$

Сила тертя між вертикальними стінками П-подібного профілю і горизонтальним листом визначається, як:

$$F_{mp} = N \cdot \mu, \quad (5)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя (сталь – сталь).

За результатами проведених розрахунків  $F_{mp}$  склало 125,1 кН. При цьому  $\delta$  визначено як відношення  $P_e$  до  $k_b$  і дорівнює 0,1 м. Результати розв'язку системи диференціальних рівнянь (3) наведено на рисунках 6 і 7.

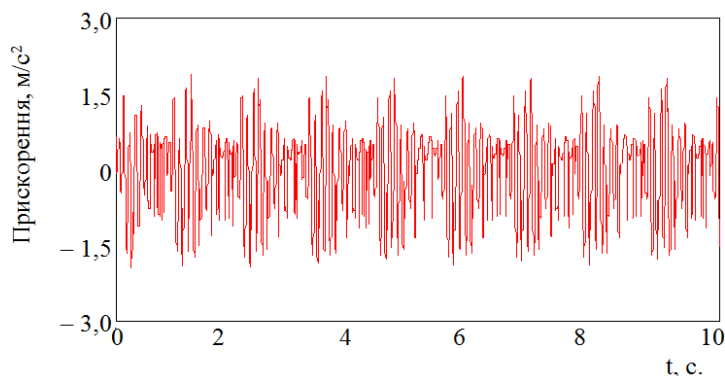


Рис. 6 – Прискорення несівної конструкції напіввагона в центрі мас

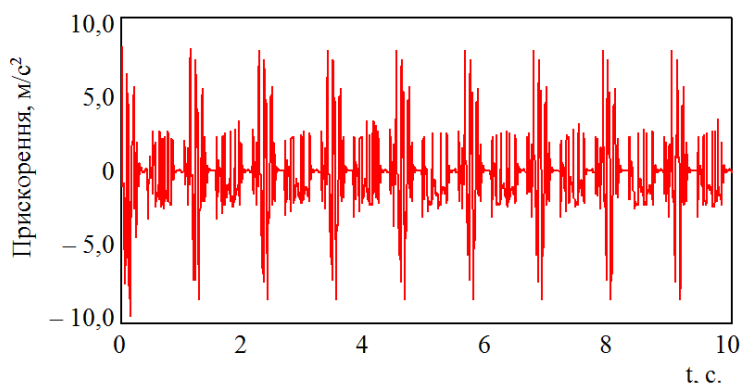


Рис. 7 – Прискорення візків

З урахуванням жорсткості пружних елементів, розміщених у рамі, зазначеної у таблиці 2, максимальне прискорення кузова вагона склало близько  $1,85 \text{ м/с}^2$ , а візків – близько  $10,0 \text{ м/с}^2$ . У відповідності до вимог стандарту ДСТУ 7598:2014 [20], для випадку відмінного ходу вагона у завантаженому стані вертикальне прискорення складає  $0,2g$ . Отже з урахуванням запропонованого конструктивного рішення стає можливим знизити вертикальні прискорення, які діють на несівну конструкцію напіввагона, на 9,5 %, у порівнянні з типовою конструкцією вагона.

Результати проведених досліджень довели доцільність запропонованих рішень. Разом з цим дане удосконалення викликає складнощі при проведенні технічного обслуговування та ремонту вагона. Тому важливим є пошук додаткових варіантів зменшення динамічного навантаження, яке діє на несівну конструкцію напіввагона, з послідуочим експериментальним підтвердженням отриманих теоретичних результатів, за відповідними програмами та методиками випробувань.

#### **Висновки**

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована конструкція рами напіввагона дозволяє зменшити динамічні навантаження, що діють на нього в експлуатації. Зменшення динамічного навантаження рами вагона досягається



посередництвом сил сухого тертя, які виникають між вертикальними стінками її П-подібного профілю і горизонтальним листом при коливаннях підскакування вагона.

2. Проведено визначення рівнів динамічного навантаження, яке діє на напіввагон. При цьому, максимальне прискорення кузова вагона склало близько  $1,81 \text{ м/с}^2$  ( $0,18g$ ), а візків – близько  $10,0 \text{ м/с}^2$  ( $1,0g$ ). Запропоноване рішення дозволяє знизити вертикальні прискорення, які діють на несівну конструкцію напіввагона на  $9,5 \%$ , у порівнянні з його типовою конструкцією.

Проведені дослідження сприятимуть створенню рекомендацій щодо проектування вантажних вагонів з покращеними технічними та експлуатаційними показниками, а також підвищенню ефективності їх експлуатації.

### *Література*

- Slavchev S. Static Strength Analysis Of The Body Of A Wagon, Series Zans / S. Slavchev, V. Stoilov, S. Purgic // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2015. – Vol. 21, No 1. – pp. 38–57.
- Liu W. Box Girder Optimization by Orthogonal Experiment Design and GA-BP Algorithm in the Gondola Car Body / W. Liu, Y. Wang, T. Wang // Processes. – 2022. – Vol. 10, Issue 74. <https://doi.org/10.3390/pr10010074>
- Kelrykh M.B. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas / M.B.Kelrykh, O.V. Fomin // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – Vol. 6 (6). – pp. 57–60.
- Fomin O.V. Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – No. 2. – pp. 250–256.
- Patrascu A. I. Structural Analysis of a Freight Wagon with Composite Walls / A. I. Patrascu, A. Hadar, S. D. Pastrama // Materiale plastic. – 2019. – Vol. 57(2). – pp. 140–151. DOI: 10.37358/MP.20.2.5360.
- Street G. E. Impact Resistance of Fibre Reinforced Composite Railway Freight Tank Wagons / G. E. Street, P. J. Mistry, M. S. Johnson // Journal of Composites Science. – 2021. – Vol. 5, Issue 152. <https://doi.org/10.3390/jcs5060152>.
- Al-Sukhon A. Design optimization of hopper cars employing functionally graded honeycomb sandwich panels / A. Al-Sukhon, M. S. A. ElSayed // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. – 2021. – December. DOI: 10.1177/09544097211049640.
- Lee H.-A. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels / H.-A. Lee, S.-B. Jung, H.-H. Jang, D.-H. Shin, J. U. Lee, K. W. Kim, G.-J. Park // Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit. – 2015. – Vol. 230(4). – pp. 1283–1296. DOI: 10.1177/0954409715593971.
- Wennberg D. Substitution of corrugated sheets in a railway vehicle's body structure by a multiple-requirement based selection process / D. Wennberg, S. Stichel, P. Wennhage // Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit. – 2012. – Vol. 228(2). – pp. 143–157. DOI: 10.1177/0954409712467139.
- Molavitabrizi D. Methodology for multiscale design and optimization of lattice core sandwich structures for lightweight hopper railcars / D. Molavitabrizi, J. Laliberte // Proc Inst Mech Eng C : J Mech Eng Sci. – 2020. – Vol. 234(21). – pp. 4224–4238. DOI: 10.1177/0954406220920694.
- Placzek M. Modelling and arrangement of composite panels in modernized freight cars / M. Placzek, A. Wróbel, M. Olesiejuk // MATEC Web of Conferences. – 2017. – Vol. 112. 06022. DOI: 10.1051/mateconf/201711206022.
- Фомін О.В. Визначення навантаженості концепту несівної конструкції напіввагона з випуклою обшивкою та наповнювачем в хребтовій балці / О.В. Фомін, М.І. Горбунов, А.О. Ловська, А.В. Рибін // Залізничний транспорт України. – 2021. – № 4. – С. 30–37.
- 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.
- Barkan C. L. Cooperative Research in Tank Car Safety Design / C. L. Barkan, M. Rapik Saat, F. González III, T. T. Treichel // TR NEWS. – 2013. – Vol. 286. – pp. 12–19.
- 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.
- Fomin O.V. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties / O.V. Fomin, A.O. Lovska, O.A. Plakhtii, V.P. Nerubatskyi // Scientific Bulletin of National Mining University. – 2017. – № 6. – pp. 89–96.
- Кириянов Д.В. Mathcad 13 / Д.В. Кириянов. – Петербург: СПб. БХВ, 2006. – 608 с.

18. Дьяконов В. MATHCAD 8/2000: специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб : Питер, 2000. – 592 с.
19. Lovska A. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway ferry / A. Lovska, O. Fomin, V. Pistek, P. Kucera // Applied Sciences. – 2020. – Vol. 10(16). – 5710. DOI: 10.3390/app10165710.
20. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) : ДСТУ 7598:2014. – [Чинний від 2015-07-01]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 250 с.
21. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – Москва : ГосНИИВ, 1996. – 84 с.
22. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів: навч. посіб. / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк. – Київ: КУЕТТ, 2003. – 269 с.
23. Fomin O. Determination of dynamic loading of bearing structures of freight wagons with actual dimensions / O. Fomin, A. Lovska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 2/7 (110). – pp. 6–15. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.220534>.

#### ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

**Фомін Олексій Вікторович,**

д.т.н., професор кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного університету інфраструктури та технологій.  
Вул. Ів. Огієнка, 19, м. Київ, 03049, Україна.  
Тел.: +38 044 591 51 29.  
E-mail: fomin1985@ukr.net.

**Ловська Альона Олександрівна,**

д.т.н., доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту.  
М-н Фейєрбаха, 7, м. Харків, 61050, Україна.  
Тел.: +38 057 730 10 35.  
E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com.

## «ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ» ПЕРЕДПЛАТА НА ВИДАННЯ

Оформити передплату на науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України» по кварталах і на весь 2022 рік можливо у кожному поштовому відділенні України за Каталогом видань України «Преса поштою» або на офіційному сайті ДП «Преса» [www.presa.ua](http://www.presa.ua).

Періодичність видання журналу – 4 рази на рік.

**Передплатний індекс: для індивідуальних передплатників – 74126, для підприємств і організацій – 40294.**

Підприємства та фізичні особи можуть також оформити передплату на договірних умовах у видавця журналу філії «НДКТИ» АТ «Укрзалізниця» за зверненням до директора філії на адресу:

**03038, м. Київ, вул. Івана Федорова, 39.**

**Електронна пошта: [gryshenko.s@lotus.uz.gov.ua](mailto:gryshenko.s@lotus.uz.gov.ua); [ztu1520mm@gmail.com](mailto:ztu1520mm@gmail.com).**

**Тел.: +38 (044) 309-68-93. Факс: +38 (044) 528-93-01.**