

УДК 629.463.62

DOI: 10.15587/1729-4061.2021.220534

## Визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами

О. В. Фомін, А. О. Ловська

Проведено визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з фактичними розмірами при основних експлуатаційних режимах. Інерційні коефіцієнти несучих конструкцій вагонів визначені шляхом побудови їх просторових моделей в програмному комплексі SolidWorks. До уваги прийнято два випадки навантаженості несучих конструкцій вагонів – у вертикальній та повздожній площинах. Дослідження проведені в плоскій системі координат. При моделюванні вертикальної навантаженості несучих конструкцій вагонів враховано, що вони рухаються у порожньому стані стиковою нерівністю пружно-в'язкою колією. Несучі конструкції вагонів опираються на візки моделей 18-100. Розв'язок диференціальних рівнянь руху здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad. При визначенні повздожньої навантаженості несучих конструкцій вагонів розрахунок проведений для випадку маневрового стівударяння вагонів або “ривка” (вагон-цистерна). Визначені прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів.

Результати досліджень сприятимуть визначенню можливості подовження експлуатації несучих конструкцій вантажних вагонів, які вичерпали свій нормативний строк служби.

Встановлено, що показники динаміки несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами конструкційних елементів знаходяться в межах допустимих. Так, для напіввагона вертикальне прискорення несучої конструкції склало  $4,87 \text{ м/с}^2$ , для критого вагона –  $5,5 \text{ м/с}^2$ , для вагона-платформи –  $5,8 \text{ м/с}^2$ , для вагона-цистерни –  $4,25 \text{ м/с}^2$ , для вагона-хопера –  $4,5 \text{ м/с}^2$ . Повздожнє прискорення, яке діє на несучу конструкції напіввагона, дорівнює  $38,25 \text{ м/с}^2$ , для критого вагона –  $38,6 \text{ м/с}^2$ , для вагона-платформи –  $38,9 \text{ м/с}^2$ , для вагона-цистерни –  $27,4 \text{ м/с}^2$ , для вагона-хопера –  $38,5 \text{ м/с}^2$ . Це дозволяє розробити концептуальні засади для відновлення ефективного функціонування застарілих вантажних вагонів.

Проведені дослідження будуть корисними напрацюваннями для уточнення існуючих методик щодо подовження строку експлуатації несучих конструкцій вантажних вагонів, які вичерпали свій нормативний ресурс.

Ключові слова: вантажний вагон, несуча конструкція, динамічна навантаженість, моделювання навантаженості, динамічні показники, ресурс експлуатації, залізничний транспорт, транспортна механіка.

### 1. Вступ

Забезпечення своєчасної доставки вантажів “door to door” перш за все залежить від технічної оснащеності транспортного парку. Відомо, що залізнич-

ний транспорт є провідною галуззю в дорожньо-транспортному комплексі багатьох країн, який забезпечує значний об'єм вантажних перевезень, здійснюваних всіма видами транспорту.

Одним з варіантів підвищення ефективності функціонування парку вантажних вагонів є відновлення існуючих застарілих вагонів з поліпшенням техніко-економічних показників до відповідного конкурентоздатного рівня. При цьому ціна нового вантажного вагону в середньому знаходиться на рівні близько 50000 у.о., а достатній для відновлення об'єм ремонту (наприклад капітально-відновлювальний ремонт) від 20 % до 30 % від зазначеної вартості. На нинішній час призначений термін служби вагонів "широкої колії" вантажних вагонів знаходиться в районі 23 років. Проте в деяких європейських країнах створені та використовуються технології, застосування яких цей строк збільшують вдвічі (в країнах з розвинутою системою вантажних перевезень цей строк досягає 50 років).

Тому актуальним постає питання розроблення концептуальних засад з відновлення застарілих вантажних вагонів, які дозволять подолати чинники, що знижують ефективність їх функціонування. Такі рішення матимуть загальний машинобудівний характер і також будуть доцільними для впровадження в конструкціях вантажних вагонів інших країн.

## **2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

В роботі [1] запропоновано методика розрахунково-експериментального обґрунтування подовження строку служби напіввагонів. Дана методика дозволяє призначити новий строк служби, опираючись на дані про текучий технічний стан та розрахунково-експериментальну оцінку залишкового ресурсу напіввагона. Питання технічного діагностування вагонів-цистерн для перевезення небезпечних вантажів висвітлюються в роботі [2]. Аналіз теоретичних досліджень в області продовження термінів служби вагонів-цистерн для перевезення небезпечних вантажів та накопичений багатий досвід діагностування технічного стану таких вагонів дозволив удосконалити алгоритм проведення випробувань та діагностування їх технічного стану.

Однак у даних роботах не проводиться визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів та її вплив на призначений строк експлуатації.

В роботі [3] розглянуті особливості подовження строку служби вагонів для перевезення окатишів, які вичерпали свій нормативний ресурс. Наведені результати експериментального визначення рівня навантаженості та напруженого стану несучих конструкцій кузовів вагонів в експлуатації.

Дослідження можливості подовження строку служби універсальних напіввагонів, які вичерпали свій нормативний ресурс проводиться в роботі [4]. Для визначення уточнених динамічних навантажень проведено математичне моделювання. Результати розрахунку використані при визначенні напруженого стану несучої конструкції вагона.

При цьому дослідженню можливості подовження строку служби інших типів вагонів уваги не приділялося. Можливо це пояснюється тим, що напіввагон є розпоширенішим типом вагону у експлуатації.

Особливості визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона проводиться у роботі [5]. Особливістю даних досліджень є те, що до уваги прийнятий випадок використання різних типів візків під вагонами. При цьому в роботі не проводилося дослідження впливу технічних характеристик візків на втомну міцність несучих елементів вагонів та ресурс їх експлуатації. Це може бути пояснене тим, що автори обмежилися нормативним строком експлуатації вагона.

Особливості визначення міцності несучої конструкції вагона для інтермодальних перевезень проводиться у роботі [6]. При складанні розрахункової схеми використані стандарти PN-EN. Розрахунок реалізований за методом скінчених елементів. Однак в роботі не проводиться визначення втомної міцності несучої конструкції вагона, а також не зазначено проектного строку його служби.

В роботі [7] висвітлено методи та дослідження з подовження терміну служби несучих конструкцій тягового рухомого складу для промислового транспорту. Розроблено технічні рішення із заходами, які мають виконуватися під час експлуатації в межах подовженого призначеного терміну служби тягових та моторних одиниць промислового рухомого складу підприємств, на яких використовуються тепловози та тягові агрегати. Однак в роботі відсутнє прикладне застосування запропонованих рішень.

Аналіз літературних джерел [1–7] дозволяє зробити висновок, що питання визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами вимагають більш ретельної уваги.

### **3. Мета і завдання дослідження**

Метою дослідження є висвітлення особливостей визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами складових елементів з метою подальшого визначення можливості подовження строку експлуатації.

Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

- створити просторові моделі несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з фактичними розмірами;
- визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у вертикальній площині;
- визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у повздовжній площині.

### **4. Створення просторових моделей несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з фактичними розмірами**

Для визначення мас та моментів інерції несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з фактичними розмірами побудовано їх просторові моделі в програмному комплексі SolidWorks [8–11]. До уваги прийняті найбільш розпоширені моделі вантажних вагонів, які знайшли використання на залізницях СНД:

- напіввагон моделі 12-757 (рис. 1 а);
- критий вагон моделі 11-217 (рис. 1, б);

- вагон-платформа моделі 13-401 (рис. 1, в);
- вагон-цистерна моделі 15-1443-06 (рис. 1, з);
- вагон-хопер моделі 20-9749 (рис. 1, д).

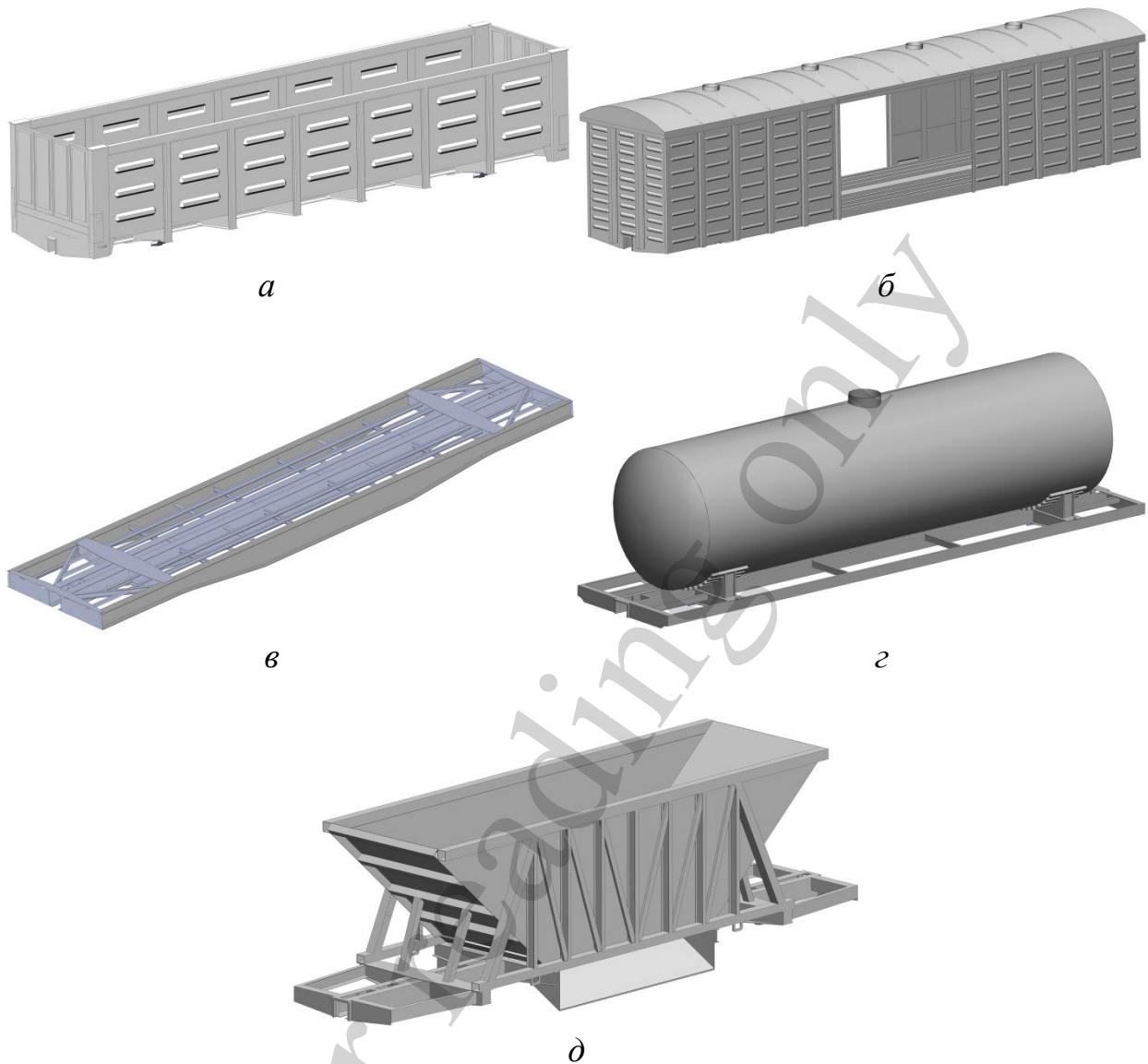


Рис. 1. Просторові моделі несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами: *а* – напіввагон; *б* – критий вагон; *в* – вагон-платформа; *з* – вагон-цистерна; *д* – вагон-хопер

При цьому до уваги прийняті дійсні величини зносів елементів несучих конструкцій вагонів, зафіксовані під час натурних досліджень (рис. 2–9). При цьому верхній індекс порядкового номера елемента конструкції характеризує номінальне значення товщини, а нижній – дійсне, зафіксоване під час натурних досліджень.

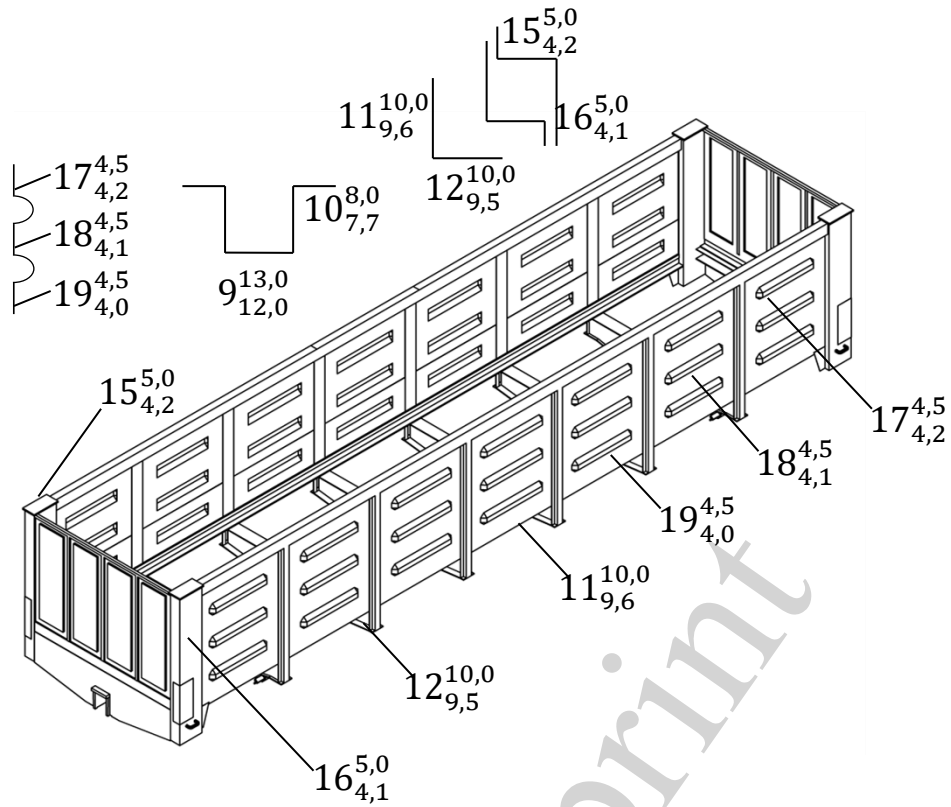


Рис. 2. Просторова модель кузова напіввагона з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

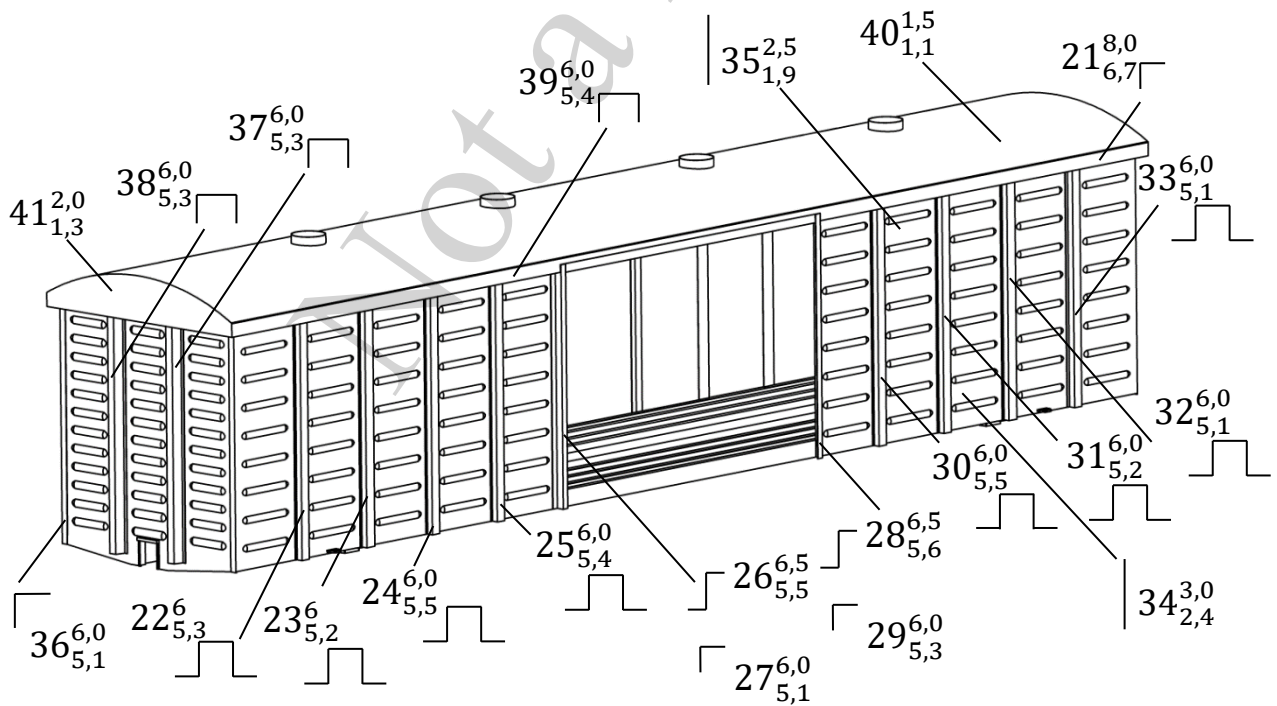


Рис. 3. Просторова модель кузова критого вагона з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

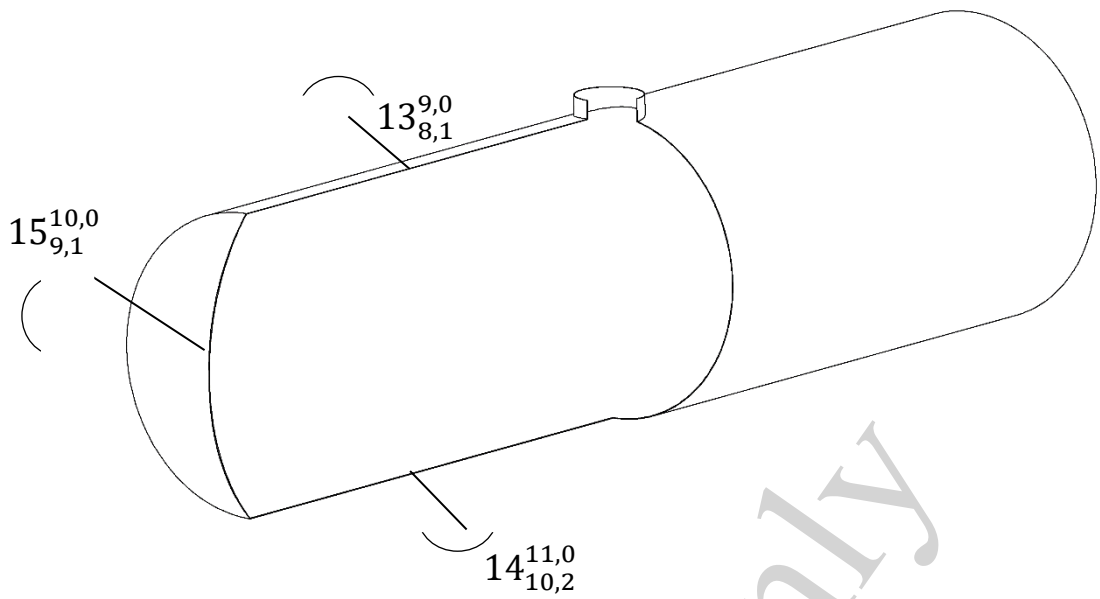


Рис. 4. Просторова модель котла вагона-цистерни з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

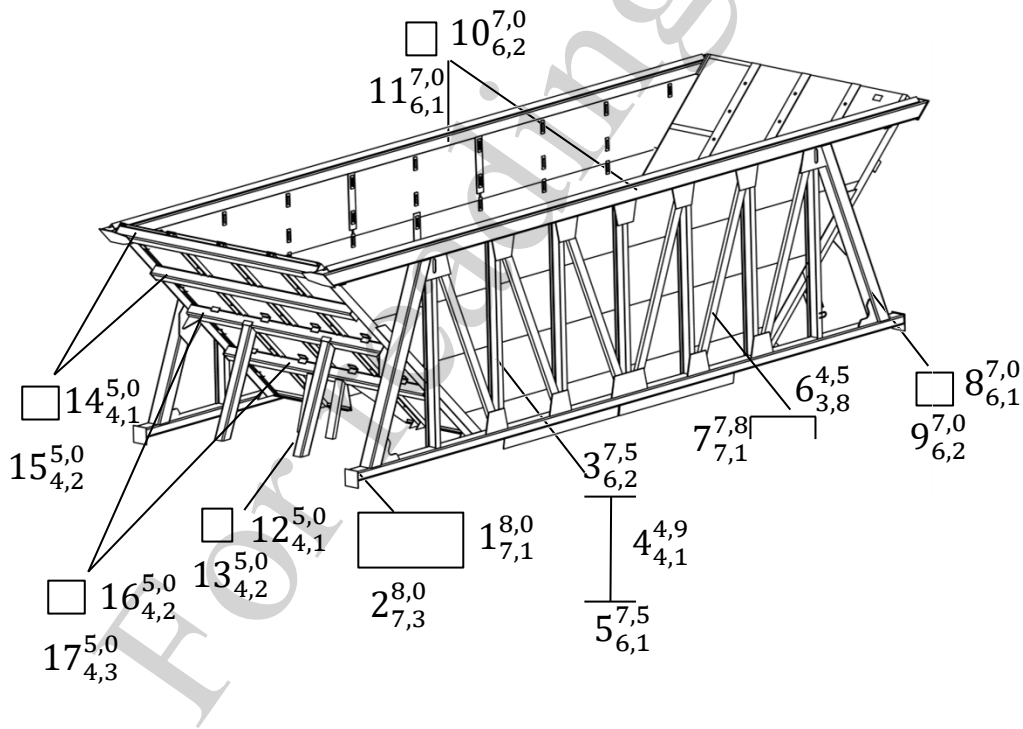


Рис. 5. Просторова модель кузова вагона-хопера з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

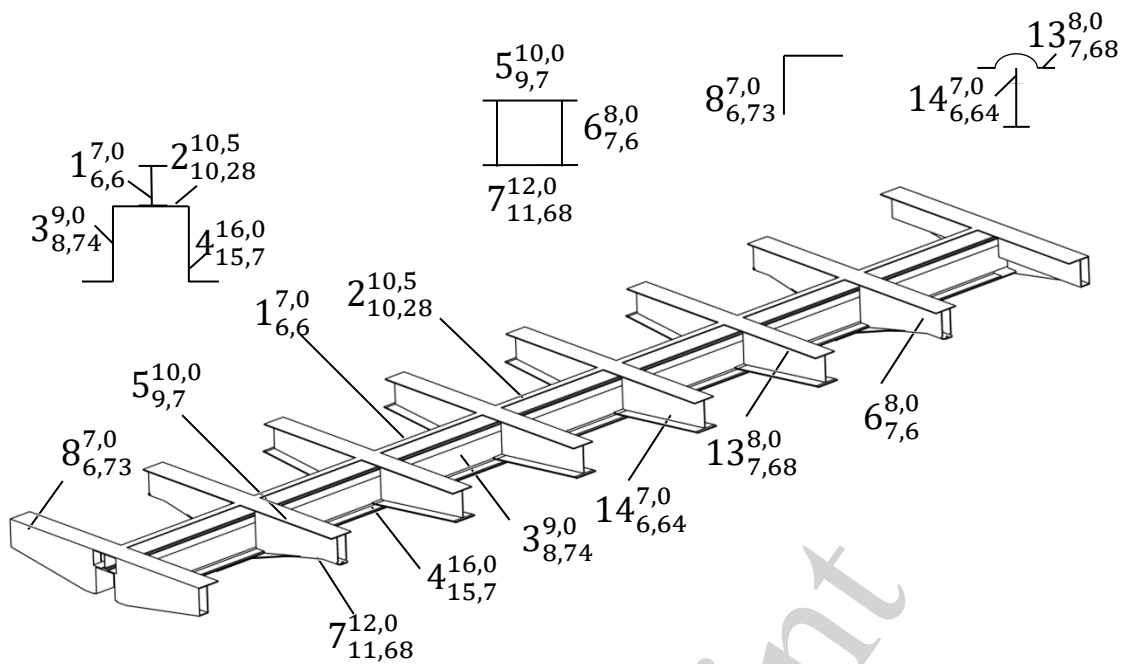


Рис. 6. Просторова модель рами напіввагона з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

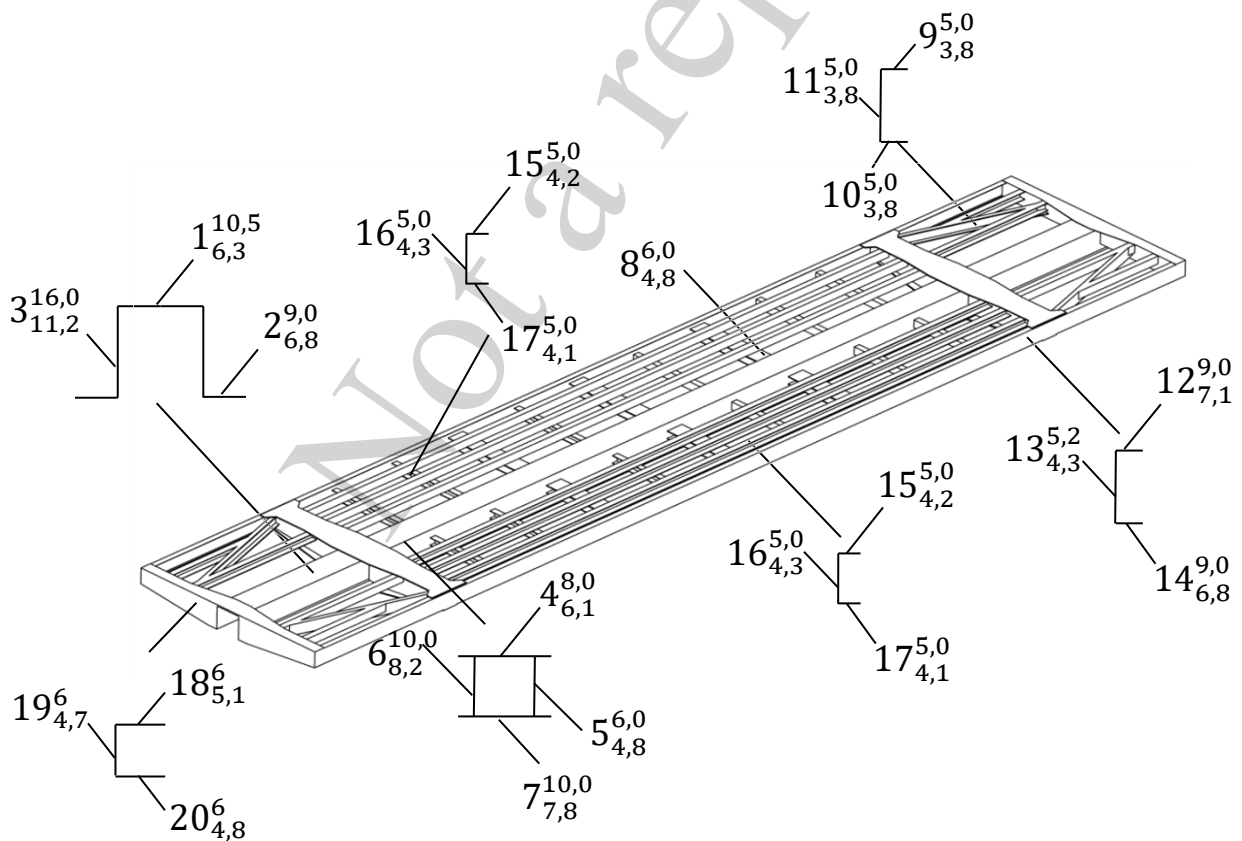


Рис. 7. Просторова модель рами критого вагона з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

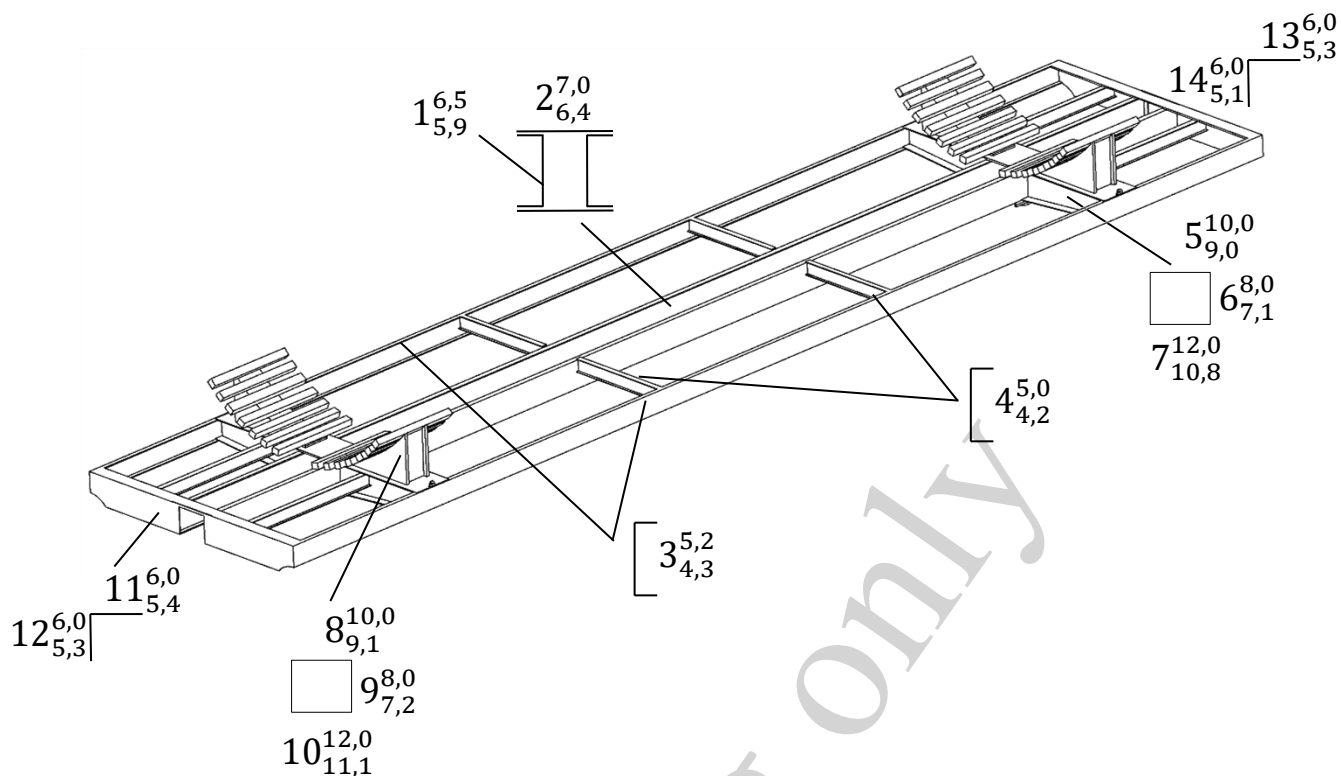


Рис. 8. Просторова модель рами вагона-цистерни з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

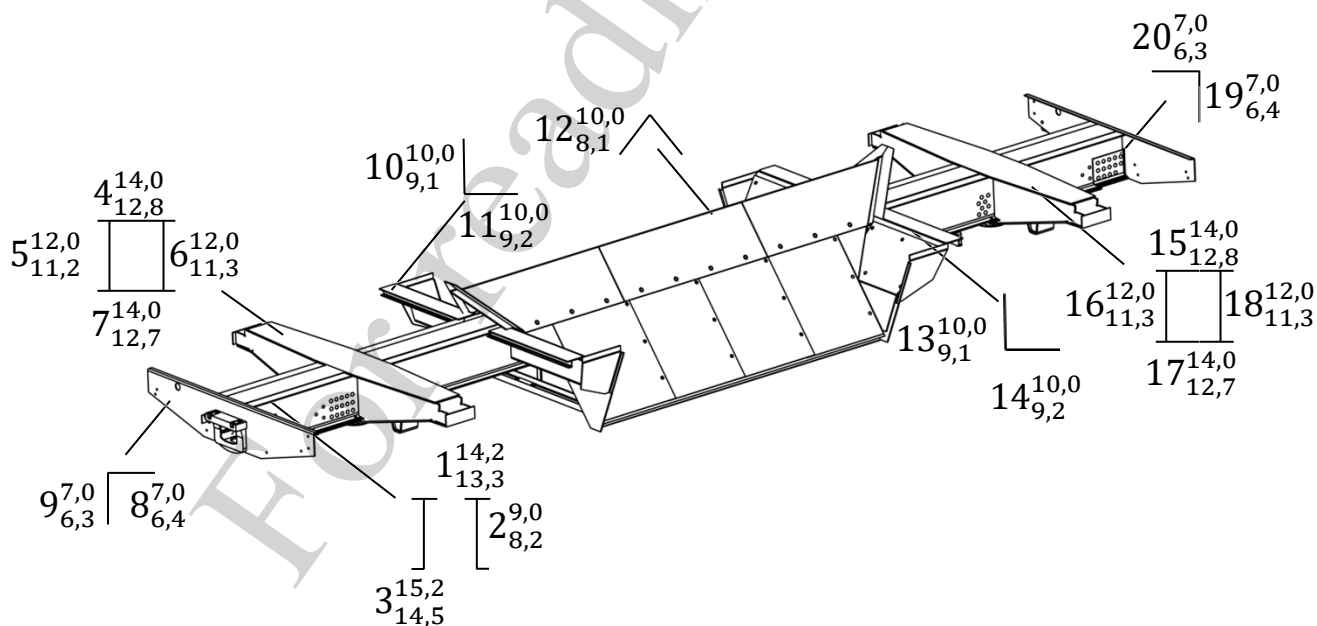


Рис. 9. Просторова модель рами вагона-хопера з зазначенням номінальних та визначених мінімальних фактичних середніх товщин елементів несучих складових

При визначенні фактичних розмірів елементів несучих конструкцій вагонів-платформ до уваги приймалися товщини стійок двотаврів хребтових балок та основних повздовжніх (рис. 10).



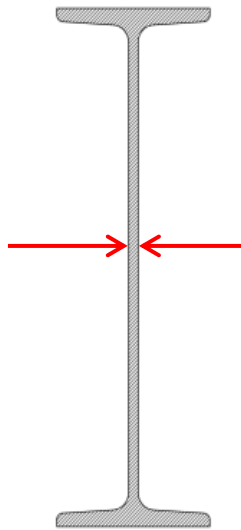


Рис. 10. Зона вимірювання товщини стійки двотавра

Кількість проведених вимірювань дорівнювала 20. При цьому до уваги прийнятий найбільш неблагоприємний технічний стан зазначених елементів, коли товщина стійки склала 11,69 мм.

Інерційні коефіцієнти несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів, які враховані при визначенні динамічної навантаженості у вертикальній та повздожній площинах, наведені, відповідно, в табл. 1, 2. Ці коефіцієнти визначені за допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks.

Таблиця 1

Інерційні коефіцієнти несучих конструкцій вагонів для визначення динамічної навантаженості у вертикальній площині

Тип вагону	Маса, т	Момент інерції, т·м <sup>2</sup>	Відсоток зменшення маси у порівнянні з вагоном-прототипом
Напіввагон	13,1	260,1	16,3
Критий вагон	12,7	265,6	17,0
Вагон-платформа	11,1	102	3,5
Вагон-цистерна	15,05	223,9	8,2
Вагон-хопер	14,1	105,5	9,3

Таблиця 2

Інерційні коефіцієнти несучих конструкцій вагонів для визначення динамічної навантаженості у вертикальній площині

Тип вагону	Маса бруто вагона, т	Маса несучої конструкції, т	Момент інерції, т·м <sup>2</sup>
Напіввагон	91,5	82,1	1228,5
Критий вагон	90,1	80,7	1207,4
Вагон-платформа	90,5	81,1	1111,6
Вагон-цистерна	90,45	81,05	1084,3
Вагон-хопер	92,5	83,1	1232,4

## 5. Визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у вертикальній площині

Для визначення уточнених динамічних навантажень, які діють на несучі конструкції вантажних вагонів з фактичними параметрами проведено математичне моделювання. При цьому використано математичну модель, наведену у [12] Враховано, що вагон рухається у порожньому стані стиковою нерівністю. Колія при цьому розглядається як пружно-в'язка. Реакції колії пропорційні як її деформації, так і швидкості цієї деформації. Розрахункова схема наведена на рис. 11.

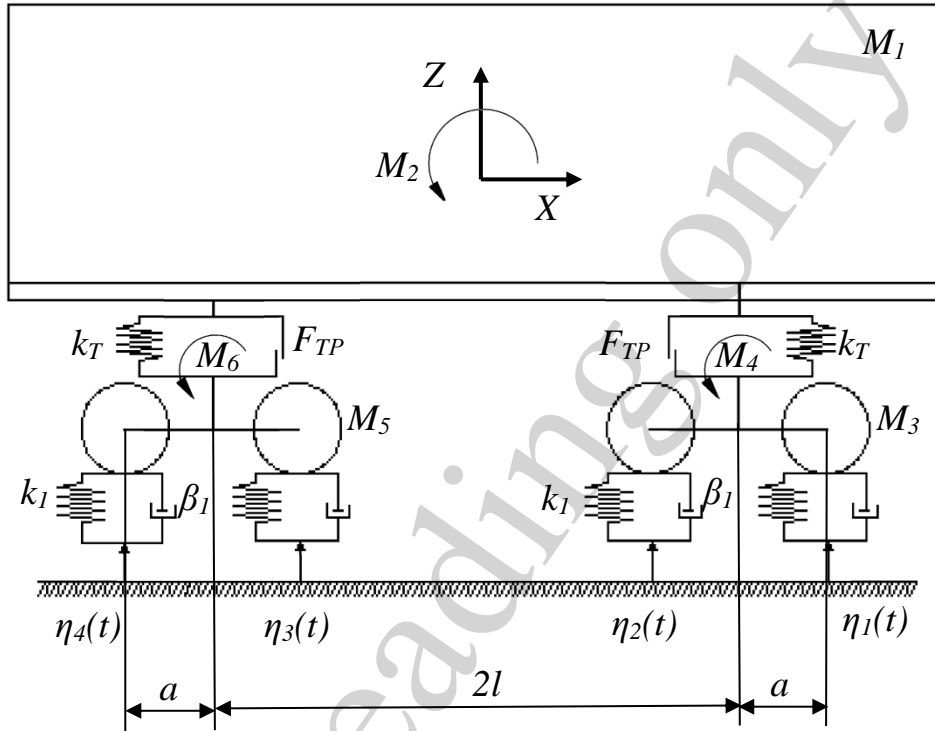


Рис. 11. Розрахункова схема вантажного вагона

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \left( \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (1)$$

$$M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = F_{TP} \cdot l \cdot \left( \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (2)$$

$$\begin{aligned} M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left( \frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \end{aligned} \quad (3)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1(\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left( \frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left( \frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1(\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left( \frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = \\ = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left( \frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (6)$$

де  $M_1, M_2$  – відповідно маса та момент інерції несучої конструкції вагона при коливаннях підскакування та галопування;  $M_3, M_4$  – відповідно маса та момент інерції першого за ходом руху візка при коливаннях підскакування та галопування;  $M_5, M_6$  – відповідно маса та момент інерції другого за ходом руху візка при коливаннях підскакування та галопування;  $C_{ij}$  – характеристика пружності елементів коливальної системи;  $B_i$  – функція розсіювання;  $a$  – половина бази візка;  $q_i$  – узагальнені координати, що відповідають поступальному переміщенню відносно вертикальної осі та кутовому переміщенню навколо вертикальної осі;  $k_i$  – жорсткість ресорного підвішування;  $\beta_i$  – коефіцієнт демпфірування;  $F_{TP}$  – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті.

Стикова нерівність описувалася періодичною функцією:

$$\eta(t) = \frac{h}{2}(1 - \cos \omega t), \quad (7)$$

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

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики несучої конструкції вагона з номінальними параметрами, ресорного підвішування візків, а також збурюючої дії (табл. 3).

При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100. Для розв'язання диференціальних рівнянь (1)–(9) проводилося зведення їх до нормальної форми Коші. Після цього вони інтегрування за методом Рунге-Кутта [13–17], який реалізований в програмному комплексі MathCad [18, 19]. На підставі проведених розрахунків визначено прискорення, які діють на досліджувані конструкції вагонів. Результати розрахунків наведені на рис. 12–16.

Таблиця 3  
Вхідні параметри до математичної моделі

Назва параметру	Значення
Візки	
маса, т	4,3
половина бази, м	0,925
жорсткість ресорного підвішування, кН/м	8000
коефіцієнт відносного тертя	0,1
Колія	
коефіцієнт демпфірування, кН·с/м	200
жорсткість, кН/м	100000
амплітуда нерівності, м	0,01
довжина нерівності, м	25

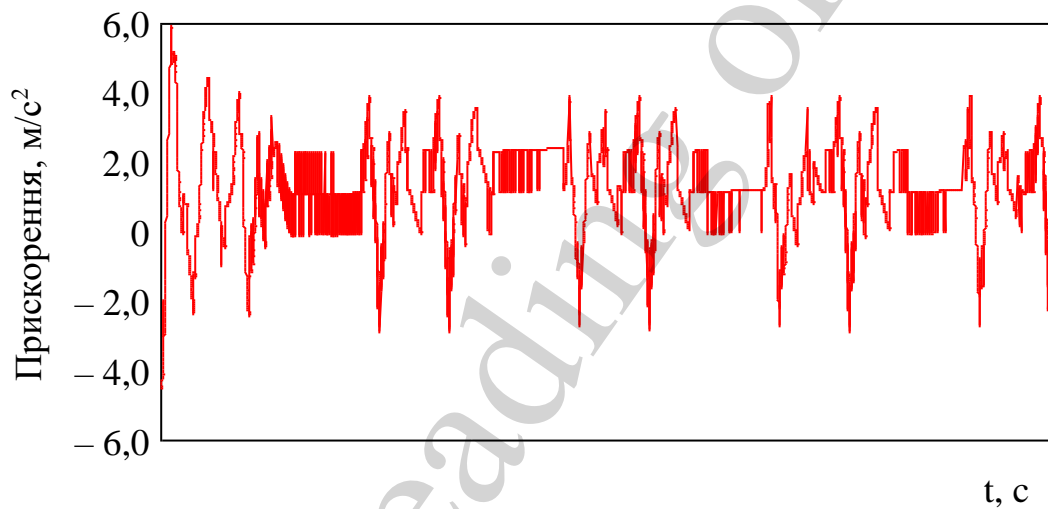


Рис. 12. Прискорення несучої конструкції напіввагона в центрі мас

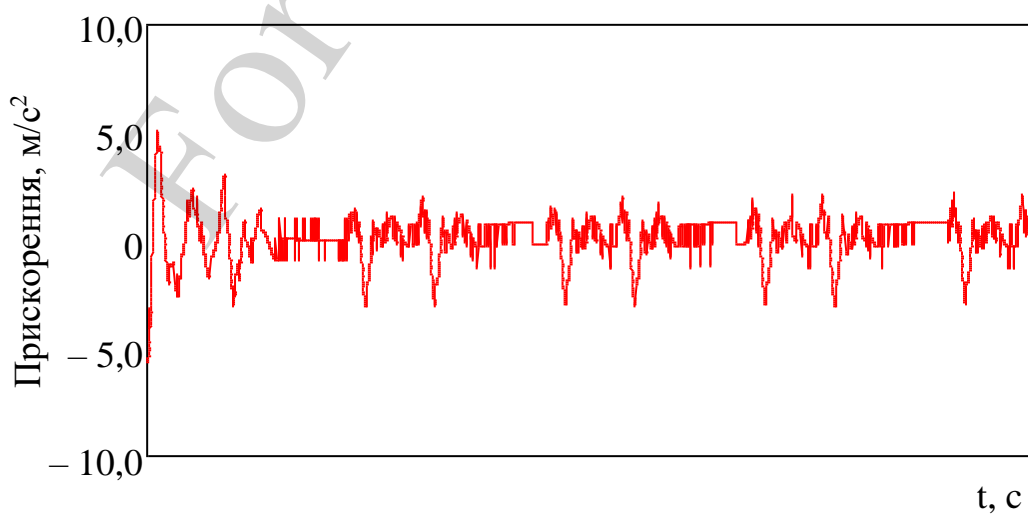


Рис. 13. Прискорення несучої конструкції критого вагона в центрі мас

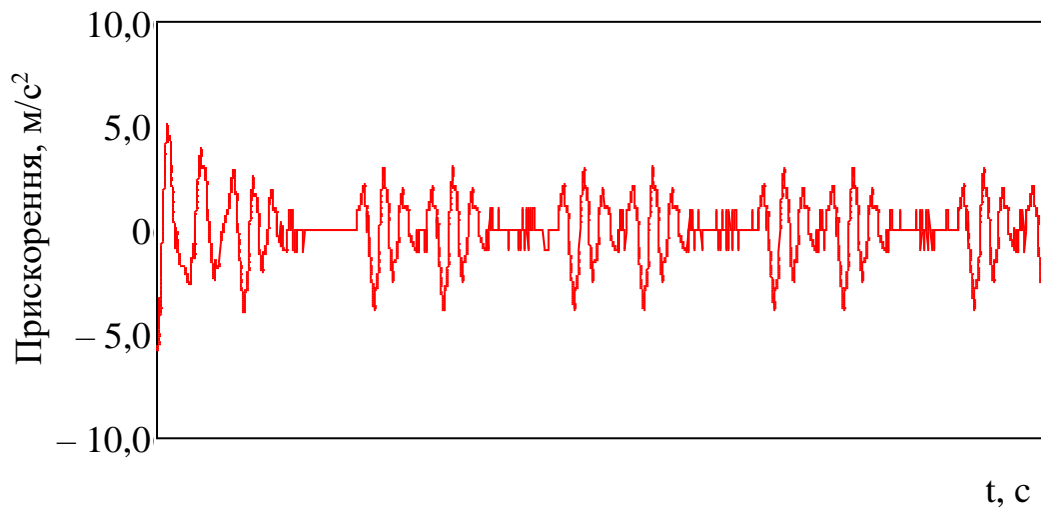


Рис. 14. Прискорення несучої конструкції вагона-платформи в центрі мас

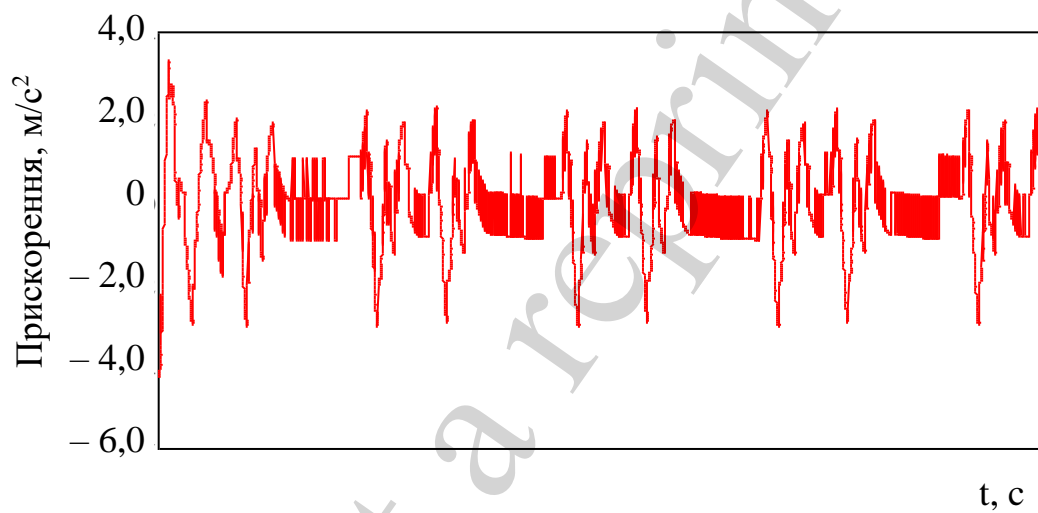


Рис. 15. Прискорення несучої конструкції вагона-цистерни в центрі мас

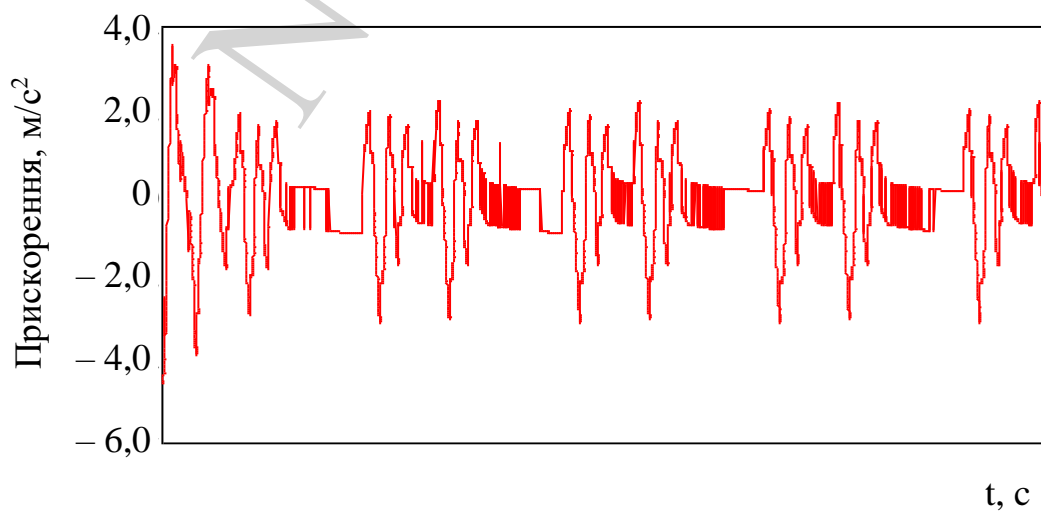


Рис. 16. Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в центрі мас

За математичною моделлю (1)–(6) визначені основні показники динаміки вагонів при русі у порожньому стані (табл. 4). Розрахунок проведений при швидкості руху вагонів 80 км/год.

Таблиця 4  
Динамічні показники досліджуваних вагонів при русі в порожньому стані

Показник	Значення				
	НПВ	КВ	ВПФ	ВЦ	ВХ
Прискорення кузова, м/с <sup>2</sup>	4,87	5,6	5,8	4,25	4,5
Прискорення кузова в зоні спирання на перший за ходом руху візок, м/с <sup>2</sup>	6,4	8,7	10,1	9,98	10,3
Прискорення кузова в зоні спирання на другий за ходом руху візок, м/с <sup>2</sup>	6,4	8,7	10,1	9,98	10,3
Сила в ресорному підвішуванні першого візка, кН	42,7	41,2	42,5	44,3	44,6
Сила в ресорному підвішуванні другого візка, кН	42,7	41,2	42,5	44,3	44,6
Коефіцієнт динаміки першого візка	0,65	0,73	0,77	0,59	0,63
Коефіцієнт динаміки другого візка	0,65	0,73	0,77	0,59	0,63
НПВ – напіввагон; КВ – критий вагон; ВПФ – вагон-платформа; ВЦ – вагон-цистерна; ВХ – вагон-хопер					

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що показники динаміки вагонів знаходяться в межах допустимих [20–22].

Прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами, перевищують ті, що отримані при номінальних: для напіввагона на 16 %, для критого вагона – 25 %, для вагона-платформи – 4 %, для вагона-цистерни – 9 %, для вагона-хопера – 2 %.

## 6. Визначення динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у повздовжній площині

Для визначення динамічних навантажень, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами при дії повздовжньої сили (маневровому співударянні) використано математичну модель, наведену у [23, 24]. Розрахункова схема вагона наведена на рис. 17.

$$M'_B \cdot \ddot{x}_B + M' \cdot \ddot{\phi}_B = S_a, \quad (8)$$

$$I_B \cdot \ddot{\phi}_B + M' \cdot \ddot{x}_B - g \cdot \phi_B \cdot M' = l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(C_1 - C_2), \quad (9)$$

$$M_B \cdot \ddot{z}_B = C_1 + C_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (10)$$

де

$$M'_B = M_B + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{\text{КП}}}{r^2}; \quad M' = M_B \cdot h;$$

$$C_1 = k_1 \cdot \Delta_1; \quad C_2 = k_2 \cdot \Delta_2;$$

$$\Delta_1 = z_B - l \cdot \phi_B; \quad \Delta_2 = z_B + l \cdot \phi_B,$$

$M_B$  – маса несучої конструкції вагона;  $I_B$  – момент інерції вагона відносно повздовжньої вісі;  $S_a$  – величина повздовжньої сили удару в автозчеп;  $m_T$  – маса візка;  $I_{\text{КП}}$  – момент інерції колісної пари;  $r$  – радіус середнєзношеного колеса;  $n$  – кількість вісей візка;  $l$  – половина бази вагона;  $F_{\text{ТР}}$  – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті;  $k_1, k_2$  – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона;  $x_B, \phi_B, z_B$  – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної вісі та вертикальному переміщенню вагона.

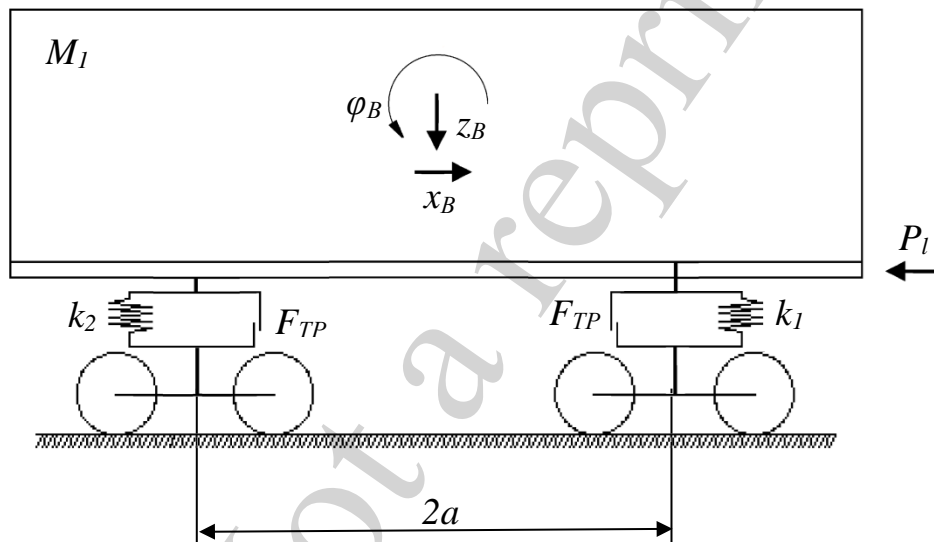


Рис. 17. Розрахункова схема вантажного вагона

Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено в програмному комплексі MathCad. Початкові переміщення та швидкості задані рівними нулю. Вхідними параметрами математичної моделі є технічні характеристики несучих конструкцій вагонів, параметри ресорного підвішування, а також значення сили повздовжнього удару в автозчеп. Повздовжня сила удару, яка діє на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу прийнята рівною 3,5 МН [20, 21]. Для вагона-цистерна величина повздовжньої сили при розрахунках прийнята рівної 2,5 МН.

На підставі проведених розрахунків отримано основні показники динаміки розглянутих типів вагонів. Результати розрахунку наведені в табл. 5 та проілюстровані на рис. 18–22.

Таблиця 5

Прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів

Тип вагону	Прискорення, м/с <sup>2</sup>
Напіввагон	38,35
Критий вагон	38,6
Вагон-платформа	38,9
Вагон-цистерна	27,4
Вагон-хопер	38,5

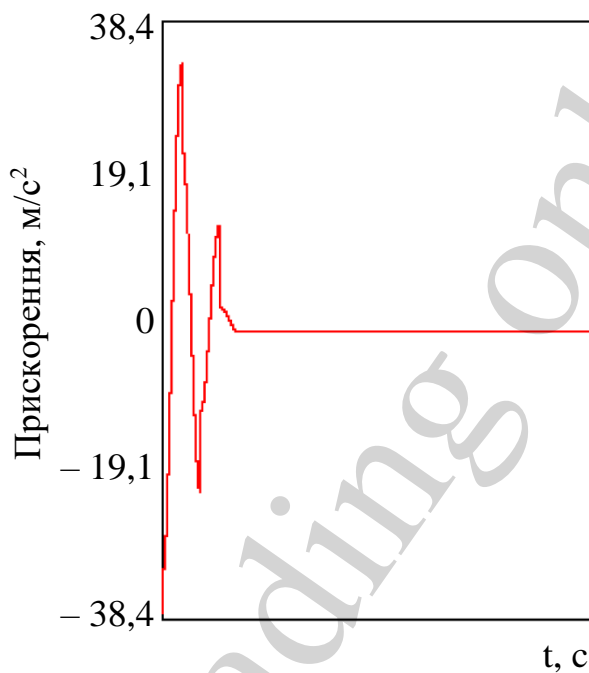


Рис. 18. Прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона

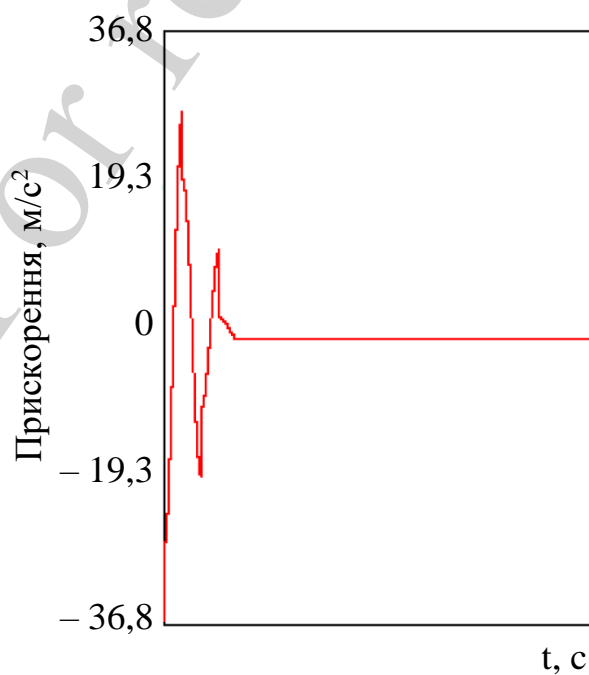


Рис. 19. Прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона



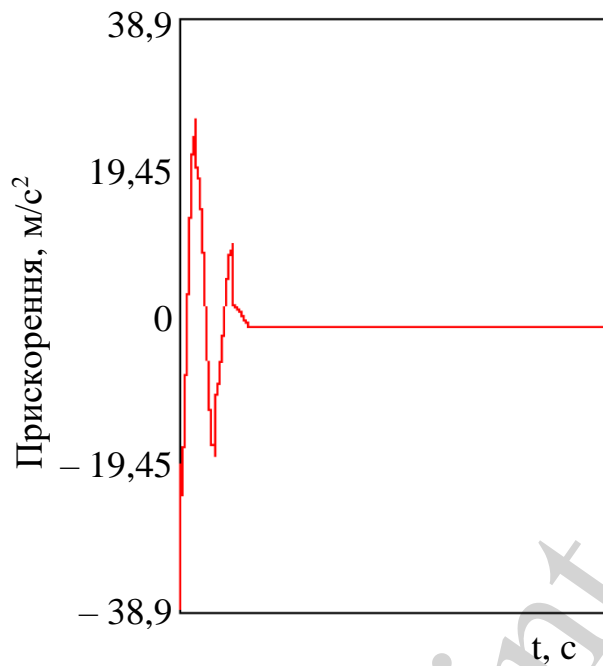


Рис. 20. Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи

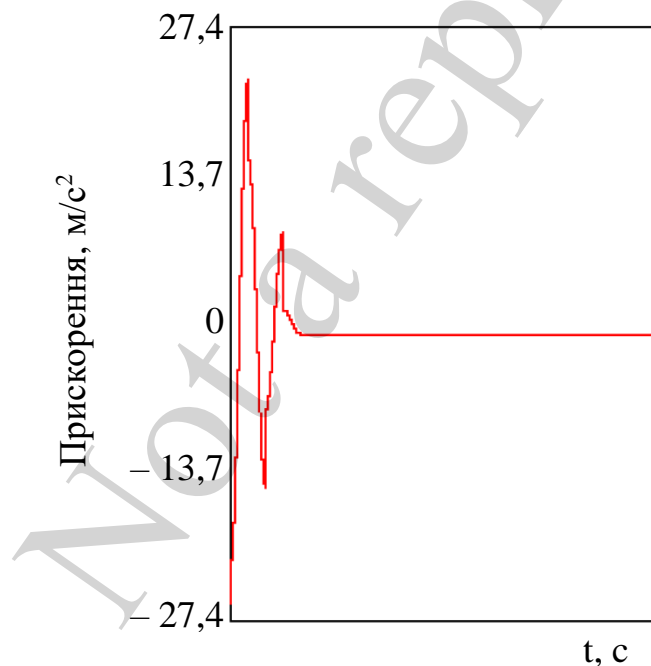


Рис. 21. Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-цистерни

Отже прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами, перевищують ті, що отримані при номінальних: для напіввагона на 2,4 %, для критого вагона – 1,7 %, для вагона-платформи – 1 %, для вагона-цистерни – 2,7 %, для вагона-хопера – 2,7 %.

Для перевірки адекватності запропонованої математичної моделі проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів. У якості прикладу нижче наведено результати комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи. Розрахунок проведений

в програмному комплексі SolidWorks (Simulation) за методом скінчених елементів. При складанні скінчено-елементної моделі використані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість тетраедрів визначена за графоаналітичним методом. При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію вагона-платформи діє вертикальне статичне навантаження з урахуванням використання повної вантажопідйомності вагона, а також повздовжнє навантаження на задній упор автотягача, яке складає 3,5 МН [20, 21]. Результати моделювання наведені на рис. 23. При цьому в якості варіаційного параметру обрано силу удару в задній упор автотягача, яка варіювалася в діапазоні 1,1–3,5 МН.

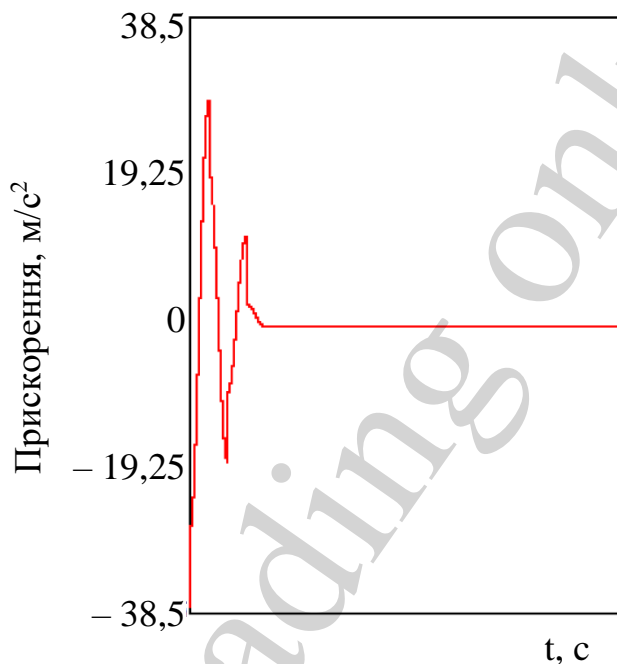


Рис. 22. Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-хопера

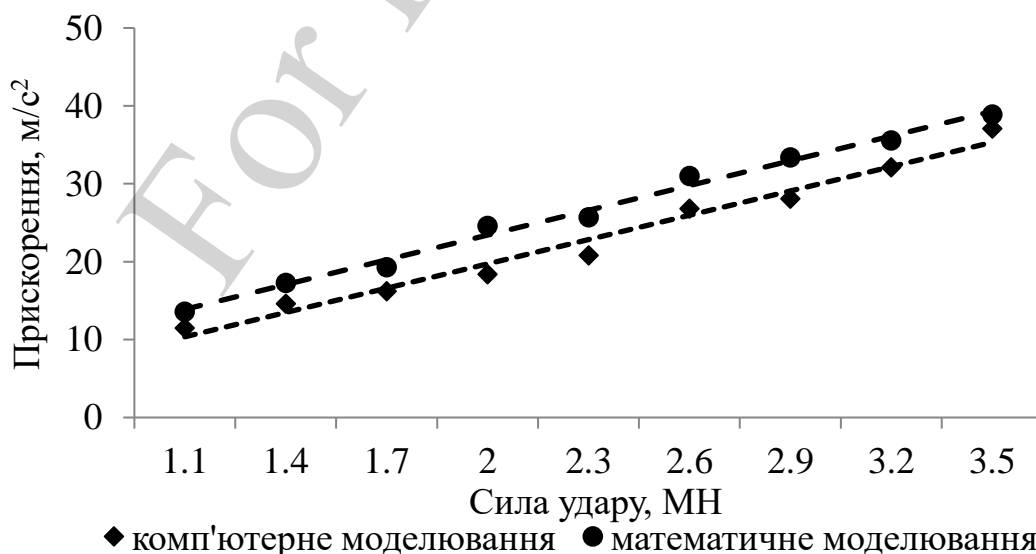


Рис. 23. Прискорення несучої конструкції вагона-платформи при повздовжній навантаженості

Для перевірки адекватності запропонованої моделі використаний  $F$ -критерій. Встановлено, що розрахункове значення критерію складає  $F_p=1,02$ , що менше за табличне значення  $F_{\tau}=3,29$ . Отже гіпотеза про адекватність не відхиляється.

## **7. Обговорення результатів дослідження динамічної навантаженості несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами**

Досліджено динамічну навантаженість несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами. Встановлено, що показники динаміки несучих конструкцій вагонів знаходяться в межах допустимих. При цьому для напіввагона вертикальні прискорення несучої конструкції склали  $4,87 \text{ м/с}^2$ , для критого вагона –  $5,5 \text{ м/с}^2$ , для вагона-платформи –  $5,8 \text{ м/с}^2$ , для вагона-цистерни –  $4,25 \text{ м/с}^2$ , для вагона-хопера –  $4,5 \text{ м/с}^2$  (рис. 6). Повздовжні прискорення, які діють на несучу конструкції напіввагона, дорівнюють  $38,25 \text{ м/с}^2$ , для критого вагона –  $38,6 \text{ м/с}^2$ , для вагона-платформи –  $38,9 \text{ м/с}^2$ , для вагона-цистерни –  $27,4 \text{ м/с}^2$ , для вагона-хопера –  $38,5 \text{ м/с}^2$  (рис. 8). Це пояснюється тим, що фактичні розміри основних несучих елементів вантажних вагонів під час нормативного строку експлуатації незначно зменшується у порівнянні з номінальними (рис. 2, 3, табл. 1, 2). Отримані результати сприятимуть уточненню існуючих методик щодо подовження строку експлуатації вагонів, які вичерпали свій нормативний ресурс.

Відомо, що на даний час при подовженні строку експлуатації вагонів використовуються нормативні значення навантажень, які діють на несучі конструкції вагонів в експлуатації [1–3]. Така обставина сприяє виникненню похибки при визначенні додаткового строку служби вагонів, оскільки при аналізі навантаженості їх несучих конструкцій визначальним є динамічне навантаження. Тому для отримання його дійсного значення в даному дослідженні проведено визначення динамічної навантаженості окремих вагонів з фактичними величинами зносів несучих елементів, які зафіксовані під час натурних досліджень.

Однак обмеженнями даного дослідження є те, що вони не враховують циклічність дії динамічних навантажень на несучі конструкції досліджуваних вагонів в експлуатації. Крім того, в подальших дослідженнях важливим є визначення міцності зварювальних швів несучих конструкцій вагонів, відносно яких здійснюється подовження строку експлуатації.

При подальших дослідженнях в цьому напрямку важливим є визначення динамічної навантаженості вагонів і при інших видах коливань. Також потребує уваги експериментальне визначення показників динаміки розглянутих типів вагонів.

## **Висновки**

1. Створено просторові моделі несучих конструкцій основних типів вантажних вагонів з фактичними розмірами складових елементів. При цьому до уваги прийняті такі типи вагонів: напіввагон, критий вагон, вагон-платформа, вагон-цистерна, вагон-хопер. Встановлено, що з урахуванням зносів конструкційних елементів несучих конструкцій вагонів фактична маса зменшується у

порівняння з вагонами-прототипами: напіввагон – 16,3 %, критий вагон – 17,0, вагон-платформа – 3,5 %, вагон-цистерна – 8,2 %, а вагон-хопер – 9,3 %.

2. Визначено динамічну навантаженість несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у вертикальній площині. Розрахунок проведений за умови руху вагонів у порожньому стані. Встановлено, що прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами елементів, знаходяться в межах допустимих. При цьому прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами, перевищують ті, що отримані при номінальних: для напіввагона на 16 %, для критого вагона – 25 %, для вагона-платформи – 4 %, для вагона-цистерни – 9 %, для вагона-хопера – 2 %.

3. Визначено динамічну навантаженість несучих конструкцій вантажних вагонів з фактичними розмірами у повздовжній площині. Розрахунок проведений для випадку маневрового співударяння вагонів або “ривка” (вагон-цистерна). При цьому враховано повне використання вантажопідйомності вагонів. Встановлено, що прискорення, які діють на несучі конструкції вагонів з фактичними розмірами, перевищують ті, що отримані при номінальних: для напіввагона на 2,4 %, для критого вагона – 1,7 %, для вагона-платформи – 1 %, для вагона-цистерни – 2,7 %, для вагона-хопера – 2,7 %.

### **Подяка**

Ця публікація виконана в рамках проєкту: “Розроблення концептуальних засад для відновлення ефективного функціонування застарілих вантажних вагонів (Development of conceptual frameworks for restoring the efficient operation of obsolete freight cars)”. Реєстраційний номер проєкту: 2020.02/0122, фінансування якого здійснюється Національним фондом досліджень України за кошти державного бюджету.

### **Література**

1. Афанасьев, А. Е. (2008). Разработка методики расчетно-экспериментального обоснования продления срока службы полувагонов. Известия Петербургского университета путей сообщения, 2, 125–135. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-metodiki-raschetno-eksperimentalnogo-obosnovaniya-prodleniya-sroka-sluzhby-poluvagonov/viewer>
2. Шушмарченко, В. О., Федоров, В. В., Стринжа, А. М., Федосов-Ніконов, Д. В. (2020). Щодо питання технічного діагностування вагонів - цистерн для перевезення небезпечних вантажів. Рейковий рухомий склад, 20, 89–95. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/06/89-95.pdf>
3. Анофриев, В. Г., Рейдемейстер, А. Г., Калашник, В. А., Кулешов, В. П. (2016). К вопросу продления полезного срока службы вагонов для перевозки окатышей. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 3 (63), 148–160. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2016/74749>
4. Okorokov, A., Fomin, O., Lovska, A., Vernigora, R., Zhuravel, I., Fomin, V. (2018). Research into a possibility to prolong the time of operation of universal open top wagon bodies that have exhausted their standard resource. Eastern-European

Journal of Enterprise Technologies, 3 (7 (93)), 20–26. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.131309>

5. Myamlin, S., Lingaitis, L. P., Dailydka, S., Vaičiūnas, G., Bogdevičius, M., Bureika, G. (2015). Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie. *TRANSPORT*, 30 (1), 88–92. doi: <https://doi.org/10.3846/16484142.2015.1020565>

6. Krason, W., Niezgoda, T. (2014). FE numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences*, 62 (4), 843–851. doi: <https://doi.org/10.2478/bpasts-2014-0093>

7. Fomin, O., Lovska, A., Pistek, V., Kucera, P. (2020). Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM Science Journal*, 2020 (1), 3728–3733. doi: [https://doi.org/10.17973/mmsj.2020\\_03\\_2019043](https://doi.org/10.17973/mmsj.2020_03_2019043)

8. Fomin, O., Lovska, A., Pištěk, V., Kučera, P. (2019). Dynamic load effect on the transportation safety of tank containers as part of combined trains on railway ferries. *Vibroengineering PROCEDIA*, 29, 124–129. doi: <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138>

9. Kondratiev, A. V., Gaidachuk, V. E., Kharchenko, M. E. (2019). Relationships Between the Ultimate Strengths of Polymer Composites in Static Bending, Compression, and Tension. *Mechanics of Composite Materials*, 55 (2), 259–266. doi: <https://doi.org/10.1007/s11029-019-09808-x>

10. Dižo, J., Steišūnas, S., Blatnický, M. (2016). Simulation Analysis of the Effects of a Rail Vehicle Running with Wheel Flat. *Manufacturing Technology*, 16 (5), 889–896. doi: <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2016/a/1213-2489/mt/16/5/889>

11. Dižo, J., Harušinec, J., Blatnický, M. (2015). Multibody System of a Rail Vehicle Bogie with a Flexible Body. *Manufacturing Technology*, 15 (5), 781–788. doi: <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2015/a/1213-2489/mt/15/5/781>

12. Дьомін, Ю. В., Черняк, Г. Ю. (2003). *Основи динаміки вагонів*. Київ: КУЕТТ, 269.

13. Vatulia, G. L., Lobiak, O. V., Deryzemlia, S. V., Verevicheva, M. A., Orel, Y. F. (2019). 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*, 664, 012014. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/664/1/012014>

14. Vatulia, G., Komagorova, S., Pavliuchenkov, M. (2018). Optimization of the truss beam. Verification of the calculation results. *MATEC Web of Conferences*, 230, 02037. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823002037>

15. Fomin, O., Lovska, A. (2020). Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23 (6), 1455–1465. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010>

16. Boiko, V., Molchanov, V., Tverdomed, V., Oliinyk, O. (2018). Analysis of Vertical Irregularities and Dynamic Forces on the Switch Frogs of the Underground Railway. *MATEC Web of Conferences*, 230, 01001. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001001>

17. Aharkov, O. V., Tverdomed, V. M., Boiko, V. D., Kovalchuk, V. V., Strelko, O. H. (2019). Influence of the structural design of rail fastenings on ensuring the stability of track gauge in operating conditions. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 708, 012001. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/708/1/012001>
18. Кирьянов, Д. В. (2006). Mathcad 13. СПб.: БХВ, 608.
19. Дьяконов, В. (2000). МATHCAD 8/2000: специальный справочник. СПб.: Питер, 592.
20. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) (2015). Київ, 162.
21. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам (2016). Москва, 54.
22. EN 12663-2. Railway applications - structural requirements of railway vehicle bodies - Part 2: Freight wagons (2010).
23. Богомаз, Г. И., Мехов, Д. Д., Пилипченко, О. П., Черномашенцева, Ю. Г. (1992). Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. Зб. наук. праць: Динаміка та керування рухом механічних систем. Київ: АНУ, Інститут технічної механіки, 87–95.
24. Fomin, O., Lovska, A., Radkevych, V., Horban, A., Skliarenko, I., Gurenkova, O. (2019). The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 14 (21), 3747–3752.