

Обґрунтування оптимізації несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату

О. В. Фомін, А. О. Ловська, І. Ю. Скляренко, Ю. П. Клочков

Проведено визначення показників міцності несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів, який реалізовано в програмному забезпеченні CosmosWorks. Визначено резерви міцності несучих елементів кузова. З метою зменшення матеріалоємності кузова вагона запропоновано використання у якості несучих елементів труб круглого перерізу. Для визначення прискорень, які діють на оптимізовану несучу конструкцію вагона при маневровому співударянні, проведено математичне моделювання. Встановлено, що прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона, складають $42,4 \text{ м/с}^2$ (4,3 g). Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність несучої конструкції вагона-хопера. Максимальні еквівалентні напруження при цьому склали близько 270 МПа і зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою, але не перевищують допустимі для марки сталі металоконструкції.

Проведено моделювання вертикальної динаміки оптимізованої несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100. Результати розрахунків дозволяють зробити висновок, що прискорення кузова вагона-хопера і візків знаходяться межах допустимих. При цьому у відповідності до вимог нормативної документації оцінку ходу вагона можна охарактеризувати як "відмінну".

Запропоновані технічні рішення обґрунтовують використання круглих труб у якості несучих елементів кузова вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату. При цьому стає можливим знизити тару вагона-хопера майже на 5 % у порівнянні з вагоном-прототипом. Також впровадження круглих труб у несучу конструкцію вагона-хопера забезпечить зменшення витрат на виготовлення в умовах вагонобудівних підприємств.

Проведені дослідження сприятимуть створенню сучасних конструкцій вагонів-хоперів, а також підвищенню ефективності експлуатації залізничного транспорту

Ключові слова: вагон-хопер, спеціалізований вагон, несуча конструкція, міцність кузова, динамічна навантаженість, оптимізація кузова

1. Вступ

Плідне функціонування транспортної галузі зумовлює необхідність впровадження в експлуатацію сучасних транспортних засобів. Оскільки основний сегмент перевізного процесу відводиться залізничному транспорту, то до ство-

рення сучасних конструкцій вагонів повинні пред'являтися особливі умови. Зокрема це стосується їх несучих конструкцій.

Одним з найбільш поширених типів вагонів, які експлуатуються на коліях промислових підприємств, є вагони-хопери для перевезення окатишів та гарячого агломерату з температурою до 700 °С. Також вагони-хопери використовуються для перевезення сипучих матеріалів, які не потребують захисту від атмосферних опадів (рис. 1). Розвантаження таких вагонів здійснюється на обидві сторони колії через розвантажувальні люки [1].



Рис. 1. Вагони-хопери для перевезення окатишів та гарячого агломерату: *а* – модель 20–5197; *б* – модель 20–9749

Особливістю цих вагонів є те, що обшивка бокових стін не приварюється до стійок, а навішується на каркас.

Дія експлуатаційних навантажень на несучу конструкцію вагона-хопера у сукупності з температурним навантаженням вантажу сприяють пошкодженню елементів кузова вагона. Це викликає необхідність проведення відповідних видів технічного обслуговування та ремонту, а відповідно і додаткових витрат. Крім того, пошкодження несучої конструкції кузова може загрожувати безпеці руху вагона у складі поїзда. Особливості вантажів, що перевозяться у вагоні-хопері, також викликають необхідність підвищеної уваги до забезпечення безпеки руху з точки зору екологічних аспектів.

Важливим напрямком розвитку питань створення перспективних вагонів-хоперів є оптимізація їх кузовів. Це дозволило б здійснити зменшення їх матеріалоемності при дотриманні вантажопідйомності не нижче до відповідних конструкцій вагонів-прототипів. Таке рішення сприятиме зменшенню витрат на виготовлення вагонів, їх експлуатацію, а також підвищенню ефективності перевізного процесу.

2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми

Оптимізація конструкції опорного пристрою вагона-цистерни для перевезення наливних вантажів приводиться у [2]. При цьому використано графоаналітичний метод. Розрахунок на міцність здійснений за методом скінченних елементів і реалізований в середовищі програмного забезпечення «Ліра». Однак

в роботі не приділяється уваги оптимізації всієї несучої конструкції вагона, лише її складової.

Особливості удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна висвітлюються у [3]. Можливість оптимізації елементів кузова вагона проведено за аналізом найбільш характерних вузлів і конструктивних ознак спеціалізованих бункерних вагонів для перевезення сипучих вантажів. Тобто враховано досвід експлуатації окремих складових кузова з подальшою інтеграцією у нову конструкцію. При цьому не обґрунтовано використання даного методу при оптимізації кузова вагона-окатишевоза.

В роботі [4] проводиться структурно-параметрична оптимізація вагона-автомобілевоза. Еволюційна схема оптимізації стрижневих, пластинчастих та пластинчасто-стрижневих елементів проведена за алгоритмом, який включає відбір варіантів несучої системи за критерієм значення цільової функції. До уваги також прийняті випадкові зміни параметрів, обмін параметрів між парами варіантів несучої системи. Однак кузов вагона складається з об'ємних елементів, тому зведення їх до стрижневих, пластинчастих та пластинчасто-стрижневих дає деяку похибку при розрахунках.

Питання оптимізації кузовів вантажних вагонів відкритого типу з несучою підлогою висвітлені у [5]. Розроблений алгоритм сумісної структурної та параметричної оптимізації бокової стіни та рами напіввагона з несучою підлогою під осьове навантаження 25 т/вісь. Однак при проведенні досліджень дія основних розрахункових навантажень розглядається як квазістатична у відповідності з нормативними документами. Тобто визначення дійсних динамічних навантажень, які діють на оптимізовану конструкцію вагона автором не проводилося.

В роботі [6] наведені особливості топологічної оптимізації кузова вагона. При цьому використано комп'ютерне моделювання з застосуванням методу скінчених елементів. Результати досліджень підтвердили ефективність використання запропонованої методології для кузовів вагонів. При цьому у якості прикладу розрахунків проведений для кузова пасажирського вагона. Стосовно несучої конструкції вагона-окатишевоза, як найбільш навантаженого типу вагона в експлуатації, дана методика не використовувалася.

Структурно-оптимізаційна концепція створення кузова вагона з алюмінієвих панелей висвітлюється у [7]. Особливістю панелей є те, що вони виготовлені по типу "сендвіч". Характеристична функція пошуку оптимальної комбінації визначена максимальними напруженнями та зміщеннями. Однак запропонована конструкція вагона має більшу собівартість виготовлення у порівнянні з суцільнозварною. Це утримує широкого впровадження запропонованих рішень у виробництво.

В роботі [8] розглядається уніфікована концепція ударної міцності з метою оптимізації кузова рухомого складу. При цьому кузов представлений у вигляді жорсткої рамної конструкції. Задача оптимізації зводилася до мінімізації маси кузова з урахуванням обмежень за напруженнями. Задача зменшення матеріалоємності кузова рухомого складу авторами не ставиться.

Питання впровадження інноваційних заходів при проектуванні машинобудівних конструкцій висвітлені у [9, 10]. При цьому використовуються сучасні засоби математичного та комп'ютерного моделювання.

Важливо зазначити, що впровадження даних технологій у несучі конструкції залізничних вагонів у роботах не висвітлюються.

Проведений аналіз літературних джерел дозволяє зробити висновок, що на сучасному етапі розвитку залізничної галузі питанням оптимізації спеціалізованого рухомого складу не приділяється належної уваги. Це викликає необхідність обґрунтування та впровадження нових технічних рішень у несучі конструкції спеціалізованого рухомого складу, зокрема, вагони-окатишевози, при їх створенні.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є обґрунтування оптимізації несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату. Це дасть можливість зменшити витрати на виготовлення вагона-хопера при дотриманні умов міцності при експлуатаційних навантаженнях.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- визначити показники міцності типової несучої конструкції вагона-хопера;
- визначити резерви міцності основних несучих елементів кузова вагона-хопера та створити просторову модель оптимізованої несучої конструкції;
- дослідити повздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-хопера та визначити показники міцності;
- дослідити вертикальну динаміку оптимізованого вагона-хопера.

4. Визначення показників міцності типової несучої конструкції вагона-хопера

Для дослідження можливості оптимізації несучої конструкції вагона-хопера проведено розрахунок на міцність. Для цього побудована його просторова модель в програмному забезпеченні SolidWorks (версія 2015) [11].

За вагона-прототипу обраний вагон-хопер моделі 20-9749, побудови ДП "Укрспецвагон" (Україна).

Для оптимізації несучої конструкції кузова вагона-хопера вирішені наступні задачі, які і послугували відповідними етапами дослідження:

1) визначення розрахункових резервів міцності несучої системи обраної для дослідження моделі вагону на основі аналізу комплексних теоретично-розрахункових досліджень її роботи по сприйняттю експлуатаційних навантажень. Для цього було розроблено комп'ютерну модель несучої конструкції вагона-хопера моделі 20-9749 (рис. 2).

Основні технічні характеристики вагона наведено в табл. 1. На наступному етапі змодельовані експлуатаційні робочі ситуації та визначено напружено-деформовані стани методом скінчених елементів;

2) визначення допустимих міцнісних характеристик для конструкційних елементів несучої системи вагону, який обрано у якості базового, що здійсню-

валось за сучасною методологією запропонованою та описаною у попередніх роботах авторів;

3) визначення оптимальних перерізів запропонованих до впровадження круглих труб з урахуванням конструкційних та міцнісних обмежень;

4) на основі визначених оптимальних параметрів підбір існуючих виконань круглих труб із сортаменту;

5) розроблення нової конструкції вагона-хопера із підібраних труб круглих;

6) теоретично-розрахункова перевірка нової конструкції вагона;

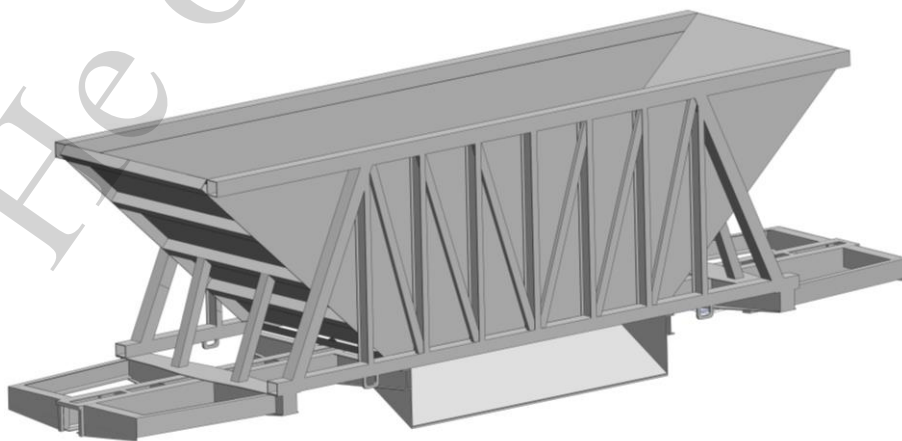
7) аналіз результатів досліджень.

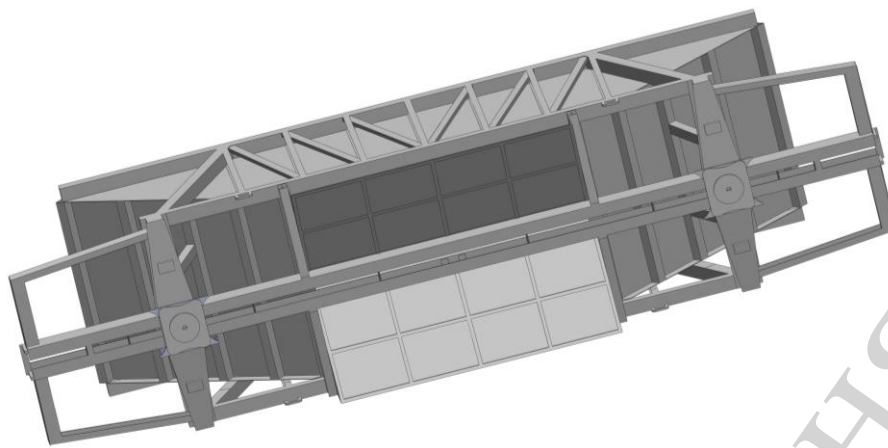
Розрахунок на міцність несучої конструкції вагона-хопера проведено за методом скінчених елементів, реалізованого в середовищі програмного забезпечення CosmosWorks [12–14]. Основні характеристики скінчено-елементної моделі несучої конструкції вагона-хопера наведено в табл. 2.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики вагона-хопера моделі 20-9749

Найменування параметра	Розмірність
Тара, т	
Мінімальна	23,5
максимальна	25
Вантажопідйомність, т	69
Об'єм кузова, м ³	45
Максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН	235
База, мм	7780
Максимальна ширина, мм	3154
Довжина за осями автозчепів, мм	12000
Швидкість руху, км/час.	не более 40
Габарит за ГОСТ 9238-2013	1-ВМ
Рік початку серійної побудови	2005
Нормативний строк служби, років	15





б

Рис. 2. Просторова геометрична модель несучої конструкції вагона-хопера моделі 20-9749: а – вид збоку; б – вид знизу

Таблиця 2

Основні характеристики скінчено-елементної моделі несучої конструкції вагона-хопера

Найменування параметра	Значення
Кількість точок Якобіана	4
Кількість вузлів	126221
Кількість елементів	376670
Максимальний розмір елемента, мм	60
Мінімальний розмір елемента, мм	12
Мінімальна кількість елементів в колі	12
Співвідношення збільшення розмірів елемента	1,8
Максимальне співвідношення боків	1298,6
Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох	7,43
Відсоток елементів зі співвідношенням боків більше десяти	32,5

Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера при найбільш несприятливому експлуатаційному режимі – маневровому співударянні – наведена на рис. 3.

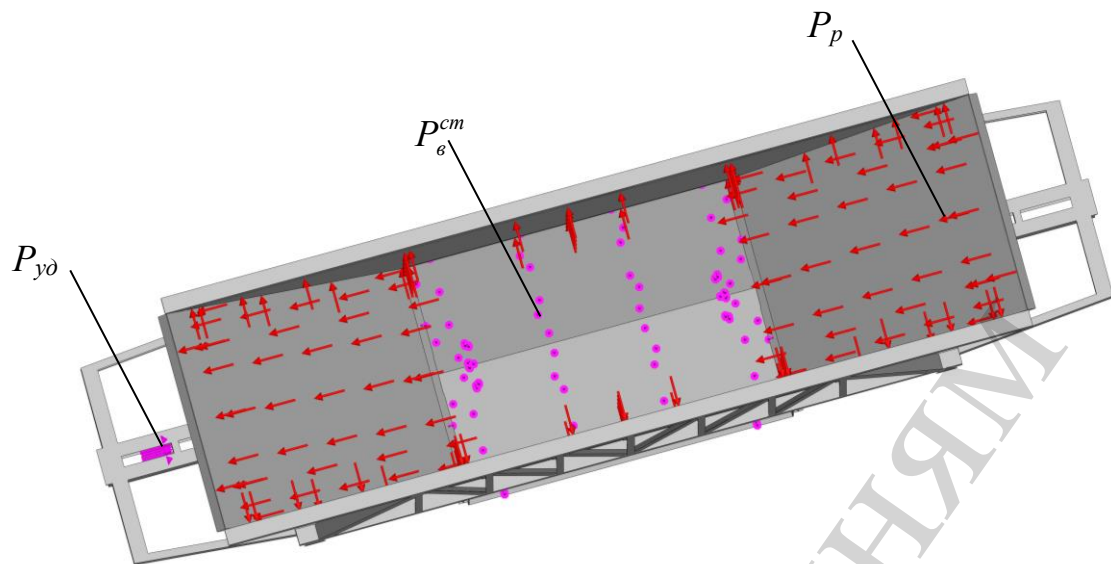


Рис. 3. Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера при маневровому співударянні

Враховано, що на несучу конструкцію вагона діє вертикальне статичне навантаження $P_{\text{в}}^{\text{см}}$, обумовлене вагою вантажу. Також на конструкцію кузова діють зусилля розпору від насипного вантажу $P_{\text{р}}$, чисельні значення яких знайдені за формулою (1). На вертикальну поверхню заднього упору діє ударне навантаження $P_{\text{уд}}$, чисельне значення якого відповідно до нормативних документів становить 3,5 МН [15–17].

Активний тиск розпору насипного вантажу визначений за формулою (1)

$$P_a = \gamma \cdot g \cdot H \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (1)$$

де γ – щільність насипного вантажу, т/м³; H – висота бокової стіни, м; φ – кут природнього відкосу вантажу, рад; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання кузова на ходові частини. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку наведені на рис. 4, 5.

Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-хопера становлять близько 220 МПа і зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шкворневою. Максимальні переміщення виникають в розвантажувальних бункерах і складають близько 4,5 мм. Максимальні деформації дорівнюють $3,6 \cdot 10^{-5}$.

Також розрахунок проведено і для інших експлуатаційних схем навантаження. Результати розрахунку наведено в табл. 3.

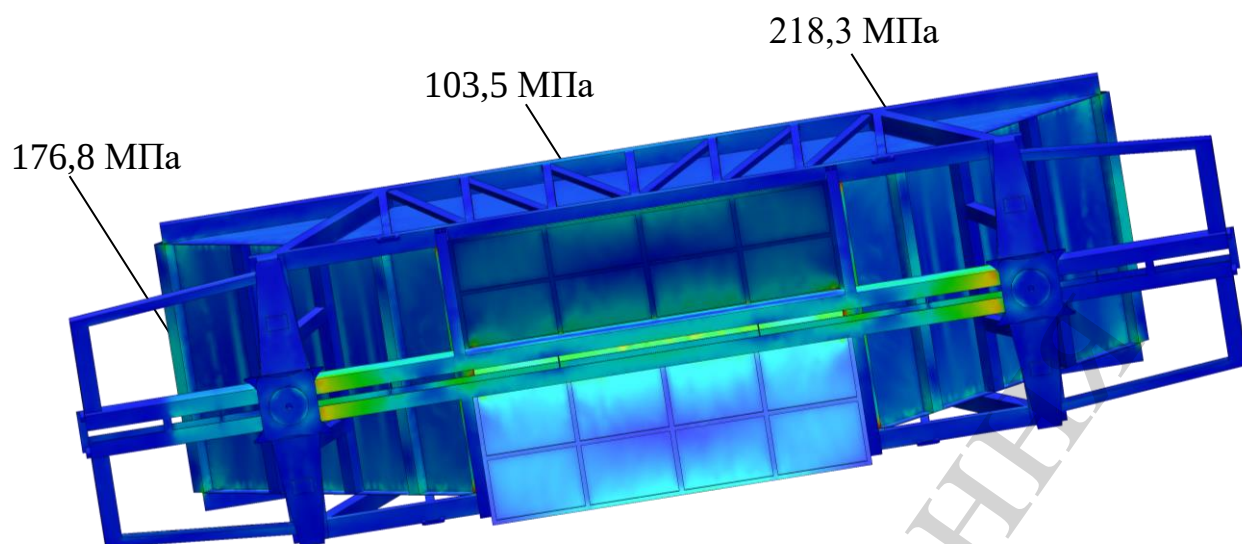


Рис. 4. Напружений стан несучої конструкції вагона-хопера

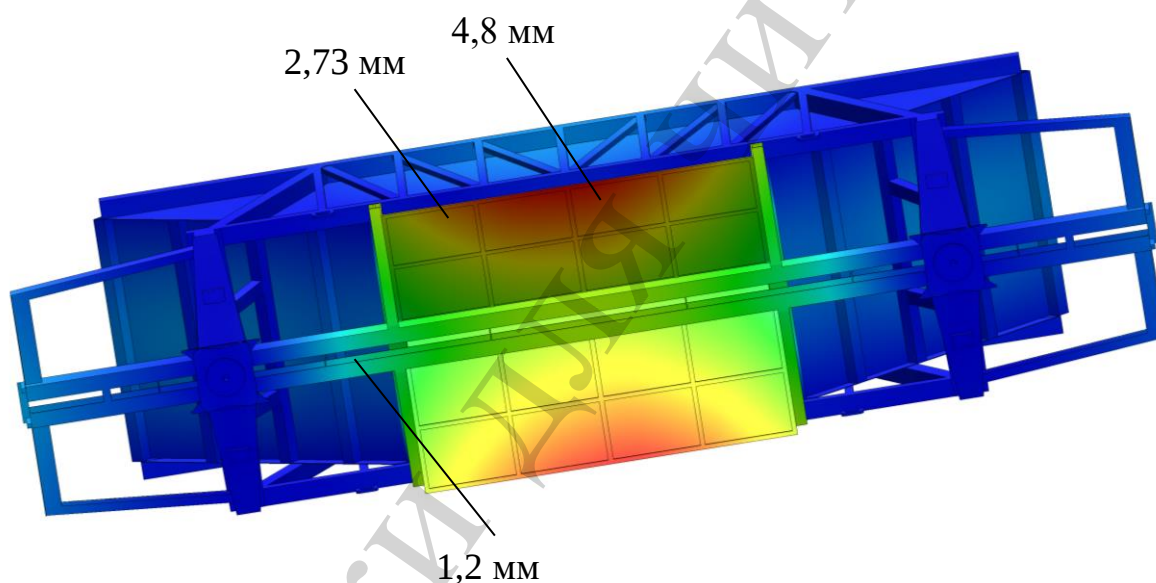


Рис. 5. Переміщення в вузлах несучої конструкції вагона-хопера

Таблиця 3

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-хопера

Показник міцності	Режим навантаження				
	I			III	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	220	186,6	175,4	196,8	169,5
Переміщення в вузлах, мм	4,5	3,8	3,7	4,1	3,6
Деформації	$3,6 \cdot 10^{-5}$	$3,4 \cdot 10^{-5}$	$3,3 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що несучі елементи кузова вагона мають значний запас міцності [15–17]. З метою зменшення матеріалоемності несучої конструкції вагона-хопера необхідним є проведення її оптимізації з забезпеченням раціональних запасів міцності.

5. Визначення резервів міцності основних несучих елементів кузова вагона-хопера та створення просторової моделі оптимізованої конструкції

Для оптимізації несучої конструкції вагона-хопера використаний один з найбільш перспективних та нових методів – оптимізація за резервами міцності.

Визначення допустимих міцнісних характеристик для елементів несучої конструкції вагону-хоперу, який розроблюється здійснювалось за наступним алгоритмом: спочатку визначають допустимі значення моментів опору перерізу ($[W_x]$, $[W_y]$) впроваджуваного профілю з використанням визначених резервів міцності (визначаються як співвідношення отриманих максимальних експлуатаційних характеристик міцності з їх допустимими значеннями). Після цього за допомогою розробленого автором програмно-обчислювального комплексу визначено оптимальні характеристики складових елементів вагону, отримані оптимальні значення перерізів труб, після чого за допомогою сортаменту визначені існуючі виконання труб.

Отже цільовою функцією оптимізації є зменшення матеріалоемності несучої конструкції кузова:

$$M_{\text{бр}} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де $M_{\text{бр}}$ – маса бруто вагона, т.

При проведенні досліджень вибір оптимальних перерізів труб виконувався з урахуванням дотримання таких обмежень:

- 1) габарит вагона, тобто оптимізована конструкція, проектувалася з урахуванням існуючого габариту вагона-прототипа;
- 2) розрахункові напруження в оптимізованій конструкції повинні бути менші за допустимі:

$$\sigma_{\text{екв}} < [\sigma], \quad (3)$$

де $\sigma_{\text{екв}}$ – еквівалентні напруження в конструкції, МПа; $[\sigma]$ – допустимі напруження, МПа.

При обранні оптимальних параметрів труб хребтової та основних повздовжніх балок рами враховано, що консольні та середні частини балок повинні мати однакову товщину стінки за умови технологічності виготовлення конструкції.

Результати вище перелічених досліджень наведені у табл. 4.

З урахуванням обраних перетинів труб побудовано модель вагона-хопера удосконаленої конструкції (рис. 6–8).

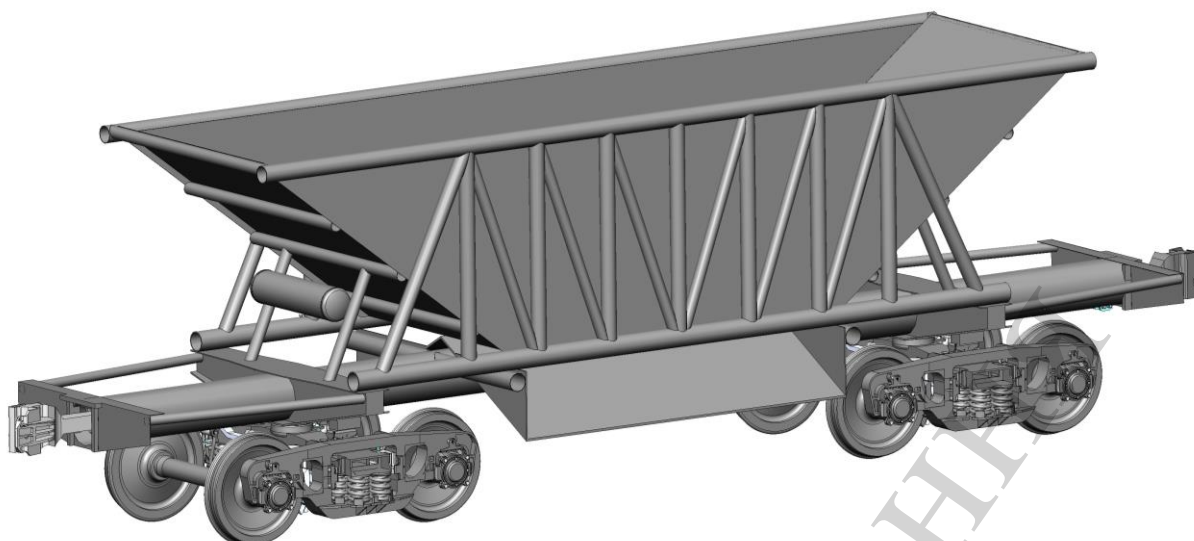


Рис. 6. Вагон-хопер із круглих труб

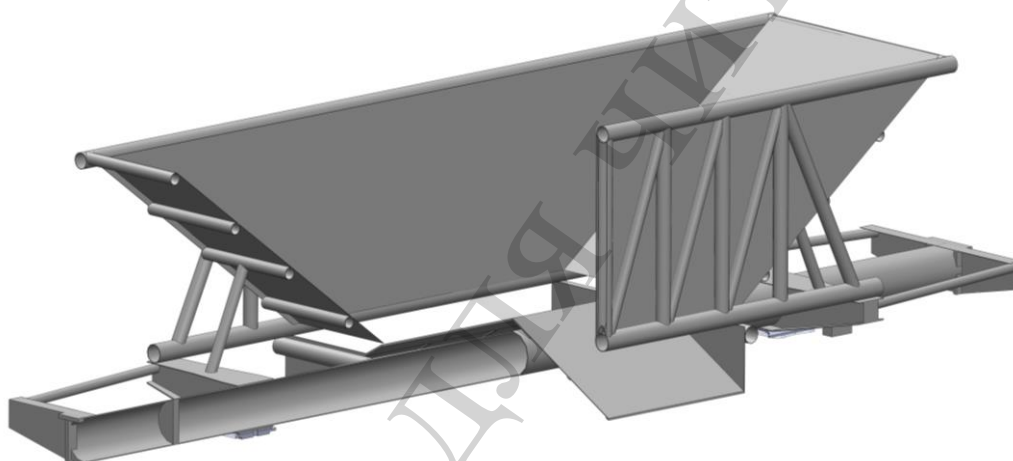


Рис. 7. Несуча конструкція вагона-хопера з круглих труб

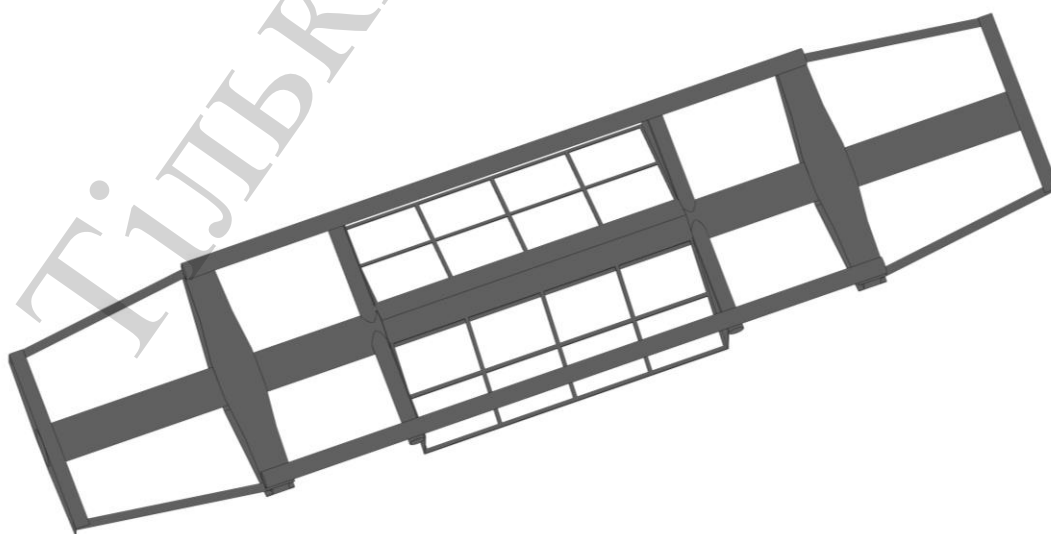


Рис. 8. Рама вагона-хопера з круглих труб

Таблиця 4

Визначення оптимальних параметрів перетинів елементів несучої конструкції вагона-хопера

Елементи	Маса 1 м, кг	Довжина, м	n	$\sigma_{\text{ск}}$ МПа	I_x , см ⁴	I_y , см ⁴	W_x , см ³	W_y , см ³	$[W_x]$, см ³	$[W_y]$, см ³	Оптимальні параметри труби			Маса 1 м круглої труби, кг
											W , см ³	D , мм	S , мм	
Балка хребтова	66,5	10,73	1,15	218,3	27696	808	1231	101	1070,4	87,8	1072,26	530,0	5,0	64,74
Балка проміжна поперечна	7,53	1189	1,53	163,7	98,3	30,6	19,66	9,71	12,85	6,34	14,56	83,0	3,0	5,92
Обв'язування верхнє	32,34	9190	2,03	123,5	1589,15	1589,15	198,6	198,6	97,83	97,83	98,39	159,0	5,5	20,82
Обв'язування нижнє	29,27	8330	1,51	165,3	586,79	1230,39	73,35	246,1	48,58	162,98	175,83	219	5,0	26,39
Стійка	13,7	2035	2,0	125,7	572	41,9	81,7	11,5	40,85	5,75	43,3	140,0	3,0	10,14
Розкіс	8,59	2094	2,17	115,6	175,0	22,6	34,9	7,37	16,1	3,4	25,28	108,0	3,0	7,77
Розкіс трубний	32,34	2197,4	2,2	114,4	1589,15	1589,15	198,6	198,6	90,3	90,3	90,3	159,0	5,0	18,99
Пояс	17,1	2819	1,76	142,5	469,71	469,71	78,285	78,285	44,48	44,48	44,7	114,0	5,0	13,44
Швелер крайній	8,59	3365	1,24	202,7	175,0	22,6	34,9	7,37	28,15	5,94	28,29	114,0	3,0	8,21
Підкос трубний	17,1	1225	1,17	213,9	469,71	469,71	78,285	78,285	66,9	66,9	69,11	140,0	5,0	16,65

Для обґрунтування прийнятих рішень наступним етапом дослідження є визначення повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-хопера та визначення показників міцності.

6 Дослідження повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-хопера та визначення показників міцності

6.1. Дослідження повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-хопера

Для визначення динамічних навантажень, що діють на кузов вагона при маневровому співударянні, використана математична модель, наведена в [18]. Дана модель складена для визначення прискорень, як складової динамічного навантаження, які діють на вагон-платформу з контейнерами-цистернами при маневровому співударянні. Тому модель доопрацьована для визначення прис-

корень, як складової динамічного навантаження, що діє на вагон при дії позовжньої сили удару.

$$M'_B \cdot \ddot{x}_B + M' \cdot \varphi_B = S_a, \quad (4)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi}_B + M' \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi_B \cdot M' = F_\varphi, \quad (5)$$

$$M_B \cdot z_B = C_1 + C_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (6)$$

де

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

$$F_\varphi = l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l (C_1 - C_2);$$

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

$$\Delta_1 = z_B - l \cdot \varphi_B; \quad \Delta_2 = z_B + l \cdot \varphi_B.$$

M_B – маса несучої конструкції вагона; I_B – момент інерції вагона відносно позовжньої осі; S_a – величина позовжньої сили удару в автозчеп; m_T – маса візка; $I_{\text{КП}}$ – момент інерції колісної пари; r – радіус середнього зношеного колеса; n – кількість осей візка; l – половина бази вагона; F_{TP} – абсолютне значення сили сухого тертя в ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків; x_B, φ_B, z_B – координати, що відповідають позовжньому, кутовому відносно поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона, відповідно.

Розв'язок диференціальних рівнянь здійснений в програмному забезпеченні MathCad [19–22].

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики кузова вагона, ресорного підвішування, а також значення сили позовжнього удару в автозчеп.

При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100.

Повзовжня сила удару, яка діє на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу, прийнята рівною 3,5 МН [15–17].

Результати розрахунку дозволили зробити висновок, що прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона при маневровому співударянні, складають 42,4 м/с² (4,3 g).

6.2. Визначення показників міцності несучої конструкції вагона-хопера

Для визначення міцності несучої конструкції вагона-хопера з круглих труб проведений розрахунок за методом скінчених елементів.

Основні характеристики скінчено-елементної моделі наведені в табл. 5.

Таблиця 5

Основні характеристики скінчено-елементної моделі несучої конструкції вагона-хопера з круглих труб

Найменування параметра	Значення
Кількість точок Якобіана	4
Кількість вузлів	808646
Кількість елементів	2480364
Максимальний розмір елемента, мм	20
Мінімальний розмір елемента, мм	4
Мінімальна кількість елементів в колі	8
Співвідношення збільшення розмірів елемента	1,6
Максимальне співвідношення боків	183,35
Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох	37,8
Відсоток елементів зі співвідношенням боків більше десяти	1,51

Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера приведена на рис. 9. Позначення навантажень прийнятих в розрахунковій схемі ідентично до тих, що розглядалися при розрахунку типової несучої конструкції вагона-хопера.

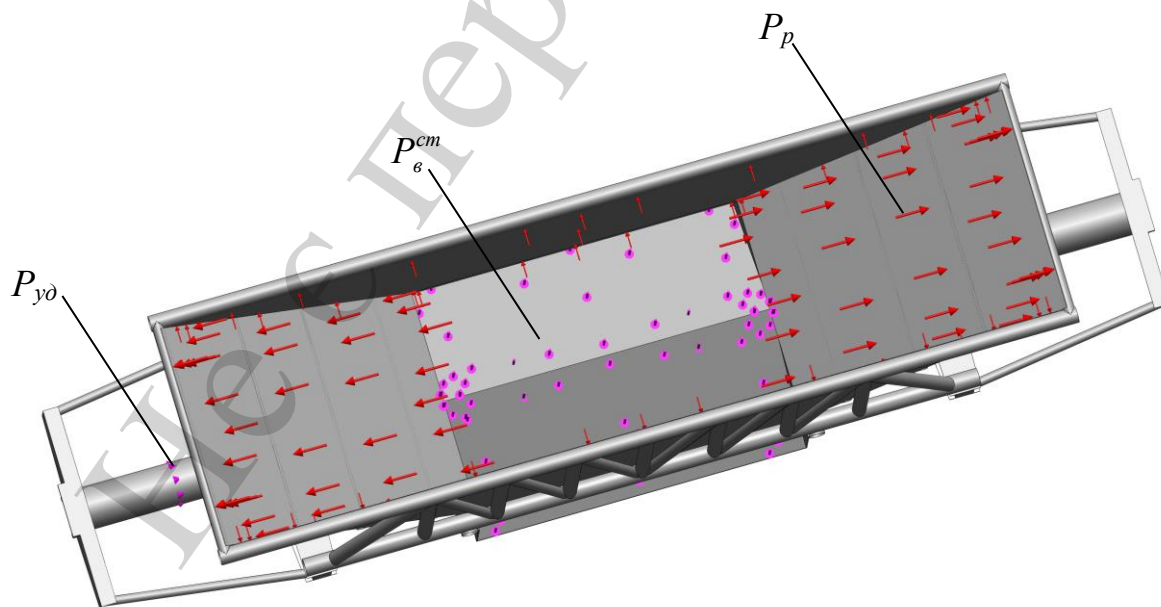


Рис. 9. Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера при маневровому співударянні

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-хопера при маневровому співударянні наведені на рис. 10.

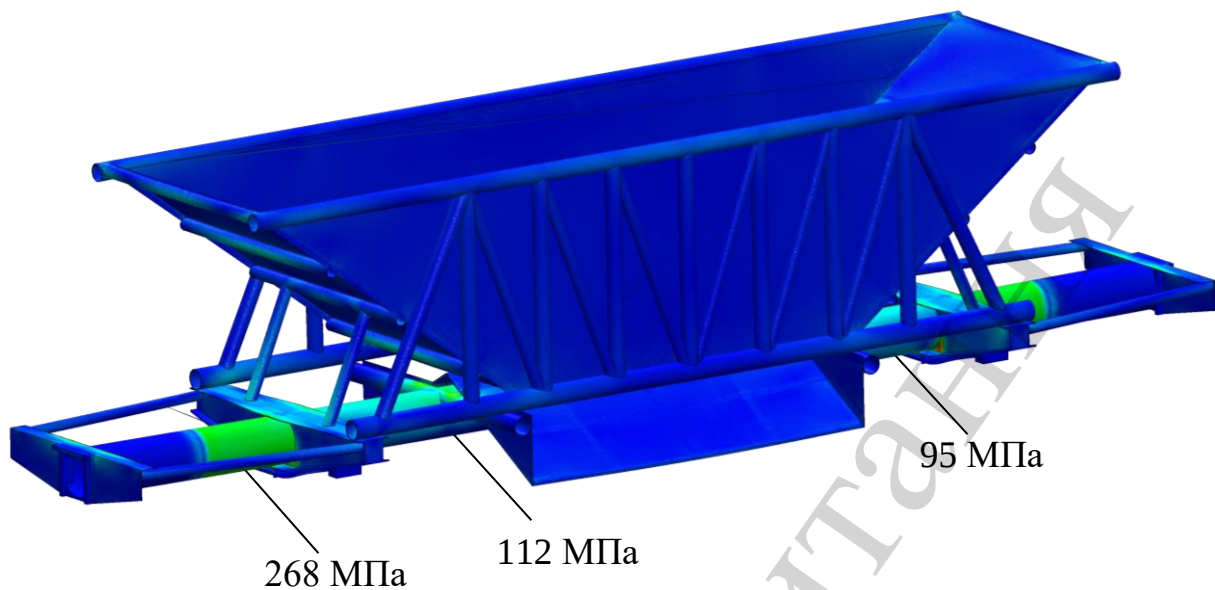


Рис. 10. Напружений стан несучої конструкції вагона-хопера

Розподілення напружень за довжиною хребтової балки вагона-хопера наведено на рис. 11.

Розподілення напружень за довжиною хребтової балки вагона-хопера при маневровому співударянні наведено на рис. 11.

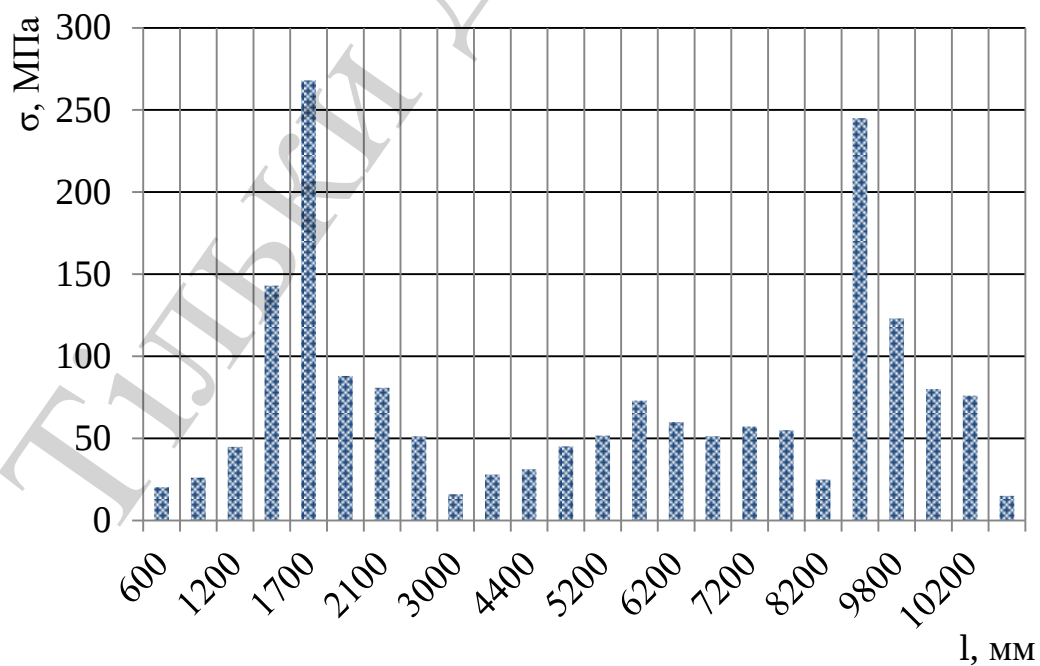


Рис. 11. Розподілення напружень за довжиною хребтової балки вагона-хопера

При цьому максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-хопера складають близько 270 МПа і зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою, але не перевищують допустимі [15–17].

Максимальні переміщення в несучій конструкції вагона-хопера виникають в розвантажувальних бункерах і складають близько 5,2 мм (рис. 12).

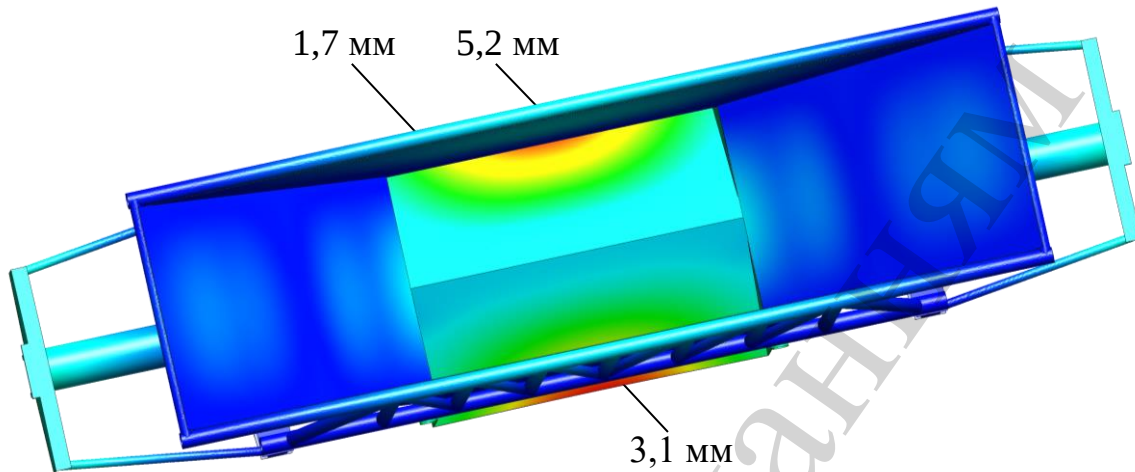


Рис. 12. Переміщення в вузлах несучої конструкції вагона-хопера

Максимальні деформації в несучій конструкції вагона-хопера дорівнюють $5,7 \cdot 10^{-5}$.

Також розрахунок проведений і для інших експлуатаційних схем навантаження. Результати розрахунку наведені в табл. 6.

Таблиця 6

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-хопера

Показник міцності	Режим навантаження				
	I			III	
	удар	стиснення	ривок-розтягнення	удар-стиснення	ривок-розтягнення
Напруження, МПа	270	234,2	215,3	246,8	203,5
Переміщення в вузлах, мм	5,2	4,4	3,7	4,8	3,2
Деформації	$5,7 \cdot 10^{-5}$	$5,9 \cdot 10^{-5}$	$6,1 \cdot 10^{-5}$	$5,8 \cdot 10^{-5}$	$6,3 \cdot 10^{-5}$

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що міцність несучої конструкції вагона-хопера забезпечується.

7. Дослідження вертикальної динаміки оптимізованого вагона-хопера

Для визначення вертикальних прискорень оптимізованої несучої конструкції вагона-хопера використано математичну модель, наведену у [23]. Розрахунок проведений у плоскій системі координат.

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (4)$$

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

$$\begin{aligned} M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \end{aligned} \quad (6)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = \\ = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (9)$$

де M_i – інерційні коефіцієнти елементів коливальної системи; C_i – характеристика пружності елементів коливальної системи; B_i – функція розсіювання; a – половина бази візка; q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному та кутовому переміщенням навколо вертикальної вісі, відповідно, кузова вагона, першого та другого візка, а також вантажу; k_i – жорсткість ресорного підвішування; β_i – коефіцієнт демпфірування; F_{TP} – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті.

Враховано, що до розрахункової схеми вагона входять три твердих тіла: кузов та два візка. Взаємодія кузова з візками здійснюється пружно-фрикційними елементами [23].

При цьому рівняння (4) та (5) характеризують переміщення кузова при коливаннях підскакування та галопування. Рівняння (6) та (7) першого за ходом руху візка, (8) та (9) – другого.

Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному забезпеченні MathCad.

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики кузова вагона, ресорного підвішування, а також збурюючої дії.

При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100.

Результати розрахунків наведені на рис. 13, 14.

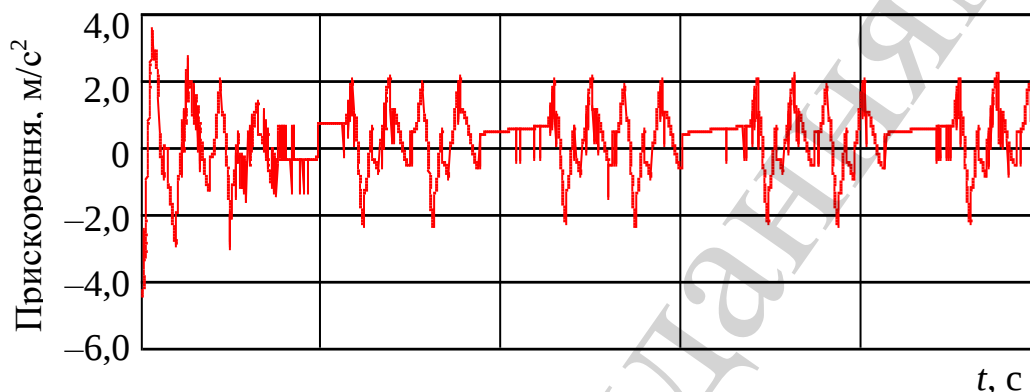


Рис. 13. Характер зміни прискорень кузова вагона-хопера в центрі мас за часом

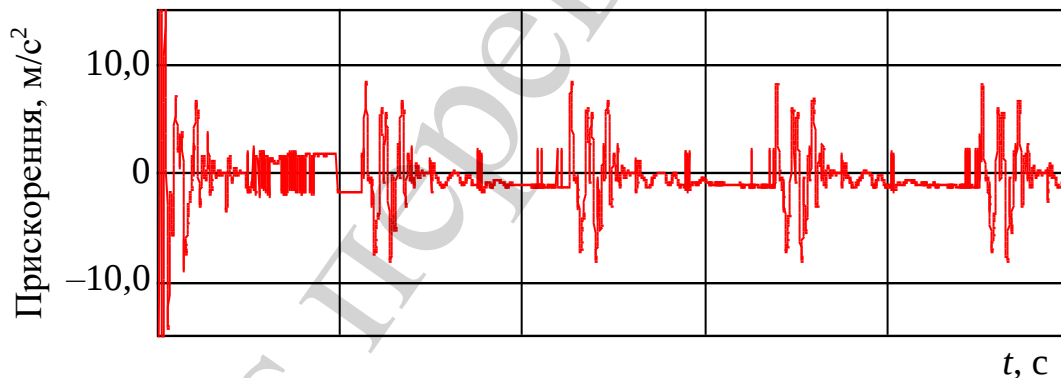


Рис. 14. Характер зміни прискорень візків вагона-хопера за часом

Проведені розрахунки дозволяють зробити висновок, що прискорення кузова вагона-хопера і візків знаходяться межах допустимих. При цьому у відповідності до вимог нормативної документації оцінку ходу вагона можна охарактеризувати як “відмінну” [15, 16].

8. Обговорення результатів оптимізації несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату

Для зменшення матеріалоемності несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату проведено розрахунок на міцність. Визначено резерви міцності та запропоновано використання в якості несучих елементів конструкції круглих труб. Важливо зазначити, що запропоно-

вана конструкція кузова вагона є досить нетривіальною, оскільки аналіз сучасних конструкцій вантажних вагонів показав, що таких рішень при їх проектуванні досі не приймалося. При цьому стає можливим знизити тару вагона майже на 5 % у порівнянні з вагоном-прототипом.

Запропоновані заходи обґрунтовані проведеними теоретичними розрахунками на міцність за методом скінчених елементів. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження знаходяться в межах допустимих та складають близько 270 МПа. При цьому вони зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою. У консольних частинах кузова вагона напруження мають мінімальне значення.

Однак при розрахунках на міцність не враховано можливі відхилення корпусу автозчепу у горизонтальній площині. Це впливатиме на кут прикладення навантаження до упорів автозчепу, які розміщуються в хребтовій балці. В подальших дослідженнях необхідним є врахування цього обмеження.

Розроблена несуча конструкція вагона-хопера розрахована на вертикальну динаміку. Для цього використано відому математичну модель. До уваги прийняті найбільш поширені типи коливань кузова в експлуатації: підскакування та галопування. Максимальне прискорення, яке діє на кузов вагона, склало близько 0,4 g. Отже оцінка ходу вагона за умови забезпечення безпеки руху є відмінною.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що використання круглих труб у якості несучих елементів кузова вагона-хопера є доцільним. Це може стати альтернативним рішенням при створенні сучасних конструкцій вагонів.

Важливо зазначити, що використаний розрахунковий метод – оптимізація за резервами міцності при створенні несучої конструкції вагона є більш простим у порівнянні з існуючими. Проведений розрахунок на міцність кузова вагона дозволив зробити висновок про його достовірність.

Однак у подальших дослідженнях необхідним є експериментальне визначення показників міцності оптимізованої несучої конструкції вагона-хопера. Це можливо провести шляхом фізичного експерименту з використанням методу подоби.

Проведені дослідження сприятимуть створенню принципово нових сучасних конструкцій рухомого складу з використанням нетипових складових кузовів при дотриманні відповідних показників міцності.

9. Висновки

1. Проведений розрахунок на міцність типової несучої конструкції вагона-хопера за методом скінчених елементів. Дослідження реалізовані в програмному середовищі CosmosWorks. При цьому враховано найбільш несприятливі експлуатаційні режими навантаження кузова вагона. При складанні розрахункової моделі кузова враховано елементи конструкції, які жорстко взаємодіють між собою.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шкворневою та складають близько 220 МПа. Максима-

льні переміщення виникають в розвантажувальних бункерах і складають близько 4,5 мм. Максимальні деформації дорівнюють $3,6 \cdot 10^{-5}$.

Встановлено, що несучі елементи кузова вагона мають значний запас міцності. З метою зменшення матеріалоємності несучої конструкції вагона-хопера необхідним є проведення її оптимізації з забезпеченням раціональних запасів міцності.

2. Визначено резерви міцності основних несучих елементів кузова вагона-хопера та створено просторову модель оптимізованої несучої конструкції. При цьому в якості несучих елементів кузова запропоновано використання труб круглого перерізу. Це дозволило знизити тару вагона-хопера у порівнянні з вагоном прототипом майже на 5 %.

3. Визначено динамічні навантаження, які діють на кузов вагона при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженості конструкції у експлуатації. Встановлено, що при дії повздовжнього навантаження у 3,5 МН на задній упор автозчепу прискорення, які діють на несучу конструкцію кузова складають близько 4,3 g. Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність несучої конструкції вагона-хопера. Максимальні еквівалентні напруження складають близько 270 МПа і зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою, але не перевищують допустимі. Максимальні переміщення в несучій конструкції вагона-хопера виникають в розвантажувальних бункерах і складають близько 5,2 мм, максимальні дорівнюють $5,7 \cdot 10^{-5}$.

4. Досліджено вертикальну динаміку оптимізованого вагона-хопера. Розрахунок проведений у плоскій системі координат. При цьому прискорення несучої конструкції вагона-хопера склало 0,4 g, прискорення візків – близько 1g. При цьому у відповідності до вимог нормативної документації оцінку ходу вагона можна охарактеризувати як “відмінну”.

Подяка

Дані дослідження проведені в рамках держбюджетної наукової теми “Інноваційні засади створення ресурсозберігаючих конструктивів вагонів шляхом урахування уточнених динамічних навантажень та функціонально-адаптивних флеш-концептів”.

Література

1. Лукин, В. В., Шадур, Л. А., Котуранов, В. И., Хохлов, А. А., Анисимов, П. С. (2000). Конструирование и расчет вагонов. Москва, 731.
2. Vatulia, G., Falendysh, A., Orel, Y., Pavliuchenkov, M. (2017). Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. *Procedia Engineering*, 187, 301–307. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.379>
3. Кебал, Ю. В., Шатов, В. А., Тьокотев, О. М., Мурашова, Н. Г. (2017). Удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна. Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія: “Транспортні системи і технології”, 30, 113–122.
4. Серпик, И. Н., Сударев, В. Г., Тютюнников, А. И., Левкович, Ф. Н. (2008). Эволюционное моделирование в проектировании несущих систем ваго-

нов. Вестник Всероссийского Научно-Исследовательского Института Железнодорожного Транспорта, 5, 21–25.

5. Бейн, Д. Г. (2011). Анализ напряженного состояния несущего настила пола четырехосного полувагона с глухим кузовом. Вестник Брянского государственного технического университета, 1 (29), 47–51.

6. Kuczek, T., Szachniewicz, B. (2015). Topology optimisation of railcar composite structure. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 22 (4), 375. doi: <https://doi.org/10.1504/ijhvs.2015.073206>

7. Lee, H.-A., Jung, S.-B., Jang, H.-H., Shin, D.-H., Lee, J. U., Kim, K. W., Park, G.-J. (2015). Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 230 (4), 1283–1296. doi: <https://doi.org/10.1177/0954409715593971>

8. Mrzygłód, M., Kuczek, T. (2013). Uniform crashworthiness optimization of car body for high-speed trains. Structural and Multidisciplinary Optimization, 49 (2), 327–336. doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-013-0972-z>

9. Kučera, P., Píštěk, V. (2017). Testing of the mechatronic robotic system of the differential lock control on a truck. International Journal of Advanced Robotic Systems, 14 (5), 172988141773689. doi: <https://doi.org/10.1177/1729881417736897>

10. Pistek, V., Klimes, L., Mauder, T., Kucera, P. (2017). Optimal design of structure in rheological models: an automotive application to dampers with high viscosity silicone fluids. Journal of Vibroengineering, 19 (6), 4459–4470. doi: <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18348>

11. Алямовский, А. А. (2007). SolidWorks/COSMOSWorks 2006–2007. Инженерный анализ методом конечных элементов. Москва, 784.

12. Алямовский, А. А. (2010). COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. Москва, 785.

13. Ловська, А. О. (2015). Комп'ютерне моделювання динаміки несучої конструкції кузова вагона при перевезенні залізничним поромом. Східно-Європейський журнал передових технологій, 3 (7 (75)), 9–14. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43749>

14. Fomin, O., Gerlici, J., Lovska, A., Kravchenko, K., Prokopenko, P., Fomina, A., Hauser, V. (2019). Durability Determination of the Bearing Structure of an Open Freight Wagon Body Made of Round Pipes during its Transportation on the Railway Ferry. Communications - Scientific Letters of the University of Zilina, 21 (1), 28–34.

15. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) (2015). Київ, 162.

16. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам (2016). Москва, 54.

17. EN 12663-2. Railway applications - structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons (2010). BSI, 54. doi: <https://doi.org/10.3403/30152552u>

18. Богомаз, Г. И., Мехов, Д. Д., Пилипченко, О. П., Черномашенцева, Ю. Г. (1992). Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. Динаміка та керування рухом механічних систем, 87–95.
19. Fomin, O. (2015). Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model. Metallurgical and Mining Industry, 1, 45–48.
20. Fomin, O. (2014). Modern requirements to carrying systems of railway general-purpose gondola cars. Metallurgical and Mining Industry, 5, 40–44.
21. 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>
22. Lovska, A. (2018). Simulation of Loads on the Carrying Structure of an Articulated Flat Car in Combined Transportation. International Journal of Engineering & Technology, 7 (4.3), 140–146. doi: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19724>
23. Дьомін, Ю. В., Черняк, Г. Ю. (2003). Основи динаміки вагонів. Київ: КУЕТТ, 269.