

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені Володимира Даля
КАФЕДРА ЗАЛІЗНИЧНОГО, АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ ТА
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
НА ТЕМУ:**

**«Удосконалення жорсткісних характеристик кузовів
пасажирських вагонів»**

Обсяг роботи: - графічна частина – 11 слайдів;
- пояснювальна записка – 82 с.

**Студент групи ЗТ-22д
Керівник роботи**

**Дульнявка Н. О.
к.т.н. Ковтанець М. В.**

Київ 2026

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Навчально-науковий інститут транспорту і будівництва
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної випускної роботи

освітній ступінь бакалавр
(бакалавр, магістр)
спеціальність 273 Залізничний транспорт
(шифр і назва спеціальності)
спеціалізація Локомотиви та локомотивне господарство
(назва спеціалізації)

на тему «Удосконалення жорсткісних характеристик кузовів
пасажирських вагонів»

Виконав: студент групи ЗТ-22д _____ Дульнявка Н. О.
(підпис) (ініціали і прізвище)

Керівник _____ Ковтанець М. В.
(підпис) (ініціали і прізвище)

Завідувач кафедри _____ Климаш А. О.
(підпис) (ініціали і прізвище)

Рецензент _____
(підпис) (ініціали і прізвище)

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

Навчально-науковий інститут транспорту і будівництва
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин
(повна назва кафедри)

Освітній ступінь бакалавр
(бакалавр, магістр)

спеціальність 273 Залізничний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

спеціалізація Локомотиви та локомотивне господарство
(назва спеціалізації)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“___” _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ ВИПУСКНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Дульнявка Наталія Олександрівна
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «**Удосконалення жорсткісних характеристик кузовів пасажирських вагонів**»

Керівник роботи Ковтанець Максим Володимирович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджений наказом університету від “___” _____ 20__ року №___

2. Строк подання студентом роботи 12 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи: Прогнозування втомної довговічності та живучості зварних несучих конструкцій пасажирських вагонів. Взаємодія колії та рухомого складу. Дослідження динамічних характеристик методами математичного моделювання.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд досліджень в області створення та аналізу міцності несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів. 2. Методика дослідження жорстких властивостей кузова пасажирського вагона. 3. Вибір конструктивних рішень з підвищення жорсткості несучої конструкції кузова пасажирського вагона.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслеників):

- | | |
|--|---------|
| 1. Мета, об'єкт та задачі дослідження | - 2 сл. |
| 2. Схема забезпечення згинальної жорсткості кузова пас. вагона | - 1 сл. |
| 3. Огляд конструкцій кузовів пасажирських вагонів закордонного виробництва | - 1 сл. |
| 4. Вагон моделі 61-821 та вагон моделі 61-4517 | - 2 сл. |
| 5. Варіанти конструктивних рішень щодо збільшення жорсткості кузова | - 1 сл. |
| 6. Результати дослідження | - 3 сл. |
| 7. Висновки | - 1 сл. |

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «16» березня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/П	Назва етапів виконання кваліфікаційної випускної роботи	Строк виконання етапів	Примітка
1	Вступ. Актуальність проблеми. Постановка задачі дослідження, обґрунтування об'єкту дослідження		
2	Огляд досліджень в області створення та аналізу міцності несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів		
3	Методика дослідження жорстких властивостей кузова пасажирського вагона		
4	Вибір конструктивних рішень з підвищення жорсткості несучої конструкції кузова пасажирського вагона		
5	Вибір оптимального запропонованого конструктивного рішення		
6	Представлення результатів дослідження		
7	Підготовка ілюстративного матеріалу до захисту кваліфікаційної випускної роботи		
8	Пояснювальна записка до кваліфікаційної випускної роботи		

Студент

(підпис)

Дульнявка Н. О.

(ініціали і прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Ковтанець М. В.

(ініціали і прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна випускна робота: 82 с., 43 рис., 23 бібл. назв,
11 слайдів.

Ключові слова: жорсткість кузова, пасажирські вагони, комфорт,
навантаженість, коливання кузова.

Робота присвячена розвитку конкурентоспроможності вітчизняного рухомого складу, в рамках стратегії розвитку рухомого складу залізниць. Важливими факторами, що забезпечують конкурентоспроможність, є: збільшення швидкостей пересування, зниження металоємності кузова, безпека та комфорт перевезень пасажирів.

Рівень комфорту безпосередньо залежить від вібраційної навантаженості кузова, яка своєю чергою визначається його жорсткими характеристиками. При русі пасажирського вагона кузов робить коливання, які виникають внаслідок взаємодії коліс рухомого складу з нерівностями залізничного полотна, а також залежать від конструкційних особливостей підвішування та несучої конструкції.

В роботі виконано огляд існуючих несучих систем сучасних кузовів пасажирських вагонів та критеріїв оцінки їх жорстких характеристик. Як основний критерій прийнята перша власна частота згинальних коливань кузова. Було проаналізовано існуючі методи визначення першої власної частоти згинальних коливань. Найбільш застосовним на вирішення поставлених завдань є метод кінцевих елементів, реалізований серед промислових програмних комплексів.

					РДБ.ЗТ-22д.02 ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат							
Розроб.		Дульнявка			Реферат			Літ.	Арк.	Акрушіє	
Перевір.		Ковтанець								3	
Консульт.								СНУ ім. В. Даля Кафедра ЗАТ ПТМ			
Н. Контр.											
Затверд.											

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ СТВОРЕННЯ ТА АНАЛІЗУ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ	7
1.1 Шляхи підвищення рівня комфорту пасажирів	7
1.2 Огляд несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів	10
1.3 Огляд методів дослідження динаміки вагонів	20
2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КУЗОВА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	25
2.1 Опис об'єкта дослідження	25
2.2 Основні принципи методик дослідження	27
2.3 Розробка пластинчастої кінцевоелементної моделі кузова пасажирського вагона	32
2.4 Верифікація пластинчастої кінцево-елементної моделі кузова пасажирського вагона за значенням першої власної частоти згинальних коливань	38
2.5 Розробка варіантів кінцевоелементних схем кузова пасажирського вагона	40
2.6 Розробка динамічної моделі кузова пасажирського вагона	49
3. ВИБІР КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЖОРСТКОСТІ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА	64
3.1 Способи покращення жорсткості кузова пасажирського вагона	64
3.2 Розробка конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості несучої конструкції кузова	66
3.3 Вибір оптимального запропонованого конструктивного рішення	73
ВИСНОВКИ	78
ЛІТЕРАТУРА	80

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. В даний час стоїть завдання розробки конкурентоспроможного пасажирського рухомого складу, що відповідає всім вимогам безпеки та комфорту пасажирів. Рівень комфорту в пасажирському вагоні залежить від жорсткості кузова, яка в свою чергу визначає його вібраційну навантаженість.

Одним із загальноприйнятих критеріїв жорсткості є перша власна частота згинальних коливань кузова. Вона може бути визначена трьома методами: аналітичним, експериментальним та за допомогою математичного комп'ютерного моделювання.

Аналітичний метод дає наближену оцінку першої власної частоти згинальних коливань. Метод оцінки за допомогою експерименту дає точніший результат, але має недолік у вигляді великих витрат матеріальних та тимчасових ресурсів. Метод математичного комп'ютерного моделювання дозволяє досить точно описати механіку коливань кузова за значно менших витрат ресурсів. Він здатний врахувати основні особливості пристрою конструкції, тому найприйнятніший для оцінки вібраційної навантаженості кузовів.

Методи оцінки вібраційної навантаженості з допомогою комп'ютерного моделювання базуються на методі кінцевих елементів (МКЕ). Традиційно створювана кінцево-елементна модель є тільки несучою конструкцією кузова, в якій вся маса, включаючи обладнання, елементи внутрішньої обробки інтер'єру, екіпірування, а також пасажирів з багажем рівномірно розподілена по вузлах розрахункової схеми. Тому вплив розподілу зосереджених мас в пружній системі, яка коливається, враховується усереднено, що безпосередньо впливає на результат.

Виходячи з чого актуальною є завдання у розробці уточненої методики визначення першої власної частоти згинальних коливань кузова, а також обґрунтування конструктивних рішень, що забезпечують її підвищення та тим

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

самим збільшення згинальної жорсткості несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів.

Метою роботи є обґрунтування технічних рішень щодо підвищення жорсткості несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів на основі уточненого моделювання їхньої динамічної навантаженості в експлуатації.

Об'єктом дослідження прийнято вітчизняний пасажирський вагон моделі нового покоління.

Предметом дослідження є жорсткісні характеристики кузова пасажирського вагона.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ СТВОРЕННЯ ТА АНАЛІЗУ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

1.1 Шляхи підвищення рівня комфорту пасажирів

Стратегія розвитку рухомого складу залізниць до 2030 р. передбачає збільшити швидкість пасажирообороту у межах нашої країни, а й у головних напрямках міжнародного сполучення. Для цього необхідне виробництво конкурентоспроможного залізничного транспорту, який відповідатиме всім вимогам безпеки та комфорту пасажирів.

В даний час, парк залізничного транспорту України включає велику кількість рухомого складу, виробленого за кордоном. На відміну від зарубіжних рухомих складів, вітчизняні поїзди нині що неспроможні розвивати високу швидкість, і розробка вітчизняного високошвидкісного рухомого складу перебуває у стадії активної реалізації.

Рухомий склад вітчизняного виробництва становить близько 80% пасажирського вагонного парку. В основному, туди входять несамохідні пасажирські вагони.

Важливими факторами, що забезпечують конкурентоспроможність вітчизняного рухомого складу, є: збільшення швидкостей пересування, зниження металоємності кузова, безпека та комфорт перевезень пасажирів.

Останній фактор безпосередньо впливає на людський організм у вигляді фізіологічного та психологічного впливу. Комфорт безпосередньо залежить від наявності негативних джерел, які негативно впливають на самопочуття пасажирів. Найчастіше він визначається як суб'єктивне благополуччя, але при цьому покращення комфорту є фактором, що сприяє конкурентоспроможності залізничного транспорту.

Рівень комфорту безпосередньо залежить від вібраційної навантаженості кузова, яка своєю чергою визначається його жорсткими

					РДБ.ЗТ-22д.02 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

характеристиками. При русі пасажирського вагона кузов робить коливання, які виникають внаслідок взаємодії коліс рухомого складу з нерівностями залізничного полотна, а також залежать від конструкційних особливостей підвішування та несучої конструкції. У зв'язку з цим динамічна вібраційна навантаженість кузова залежить від нелінійних функцій, які виникають у місці контакту рейки і колеса.

Відповідно до міжнародного європейського стандарту ISO 2631-1.1997 вплив вібрацій на людину, її здоров'я та комфорт визначають за допомогою середньоквадратичних значень віброприскорень, які вимірюються за допомогою коригувального фільтра на підлозі, на кріслах, на спинках крісел по одному з трьох напрямків. На параметри вібрації впливають багато факторів, які залежать від різноманітних умов при русі рухомого складу.

Наближене уявлення реакцій організму людини, різного роду значення вібрацій пасажирського вагона, наводяться у європейському стандарті, як шкала дискомфорту. Оцінка комфорту в загальноєвропейському стандарті CEN12299:2009 передбачається за допомогою статистичних методів, що полягають у розподілі середньоквадратичних віброприскорень, скоригованих за частотою. Комфорт оцінюється за трьома напрямками, з урахуванням становища пасажирів. Для оцінки комфорту використовують коефіцієнти комфорту: NVA – для пасажирів, що сидять, NVD – для пасажирів, що стоять. Відповідно до стандарту прискорення вимірюють у проміжки часу від 5,0 до 5,0 хв. Відрізки часу можуть вимірюватися частинами тривалістю не менше 5,0 с, з подальшим підсумовуванням.

Критеріями комфорту відповідно до ОСТ 24.050.16-85 для пасажирського рухомого складу, що експлуатується на Українських залізницях, прийнято показники плавності ходу у вертикальному W_z та горизонтальному W_y поперечних напрямках.

Значення показника плавності ходу протягом періоду часу або довжини шляху розраховується за такою формулою:

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_i = \alpha \cdot \widetilde{\alpha_{ki}^{0,3}},$$

де W_i – показник плавності ходу для реалізації тривалістю T ;

α_{ki} – середнє квадратичне значення віброприскорення на виході фільтра, що коригує, м/с^{-2} ;

$\alpha = 4,346$ – для вібрацій, що діють у вертикальному напрямку,

$\alpha = 4,676$ – для вібрацій, що діють у горизонтальному напрямку.

З урахуванням наведеного вище аналізу найінтенсивнішими є згинальні коливання кузова, які мають основний вплив на рівень комфорту пасажирів. У свою чергу, їх інтенсивність безпосередньо залежить від згинальної жорсткості несучої конструкції кузова вагона. Одним із загальноприйнятих критеріїв жорсткості є перша власна частота згинальних коливань кузова. Зазначена частота оцінюється відповідно до рекомендацій вітчизняних нормативних документів для розрахунку та проектування несамохідних пасажирських вагонів. На основі розрахунку цього критерію можна підібрати методи збільшення згинальної жорсткості кузова вагона. На сьогоднішній день згинальна жорсткість кузова вагона забезпечується за наступною схемою, представленою на рисунку 1.1.



Рисунок 1.1 – Схема забезпечення згинальної жорсткості кузова пасажирського вагона

Сучасні несамохідні пасажирські вагони мають суцільнометалеву несучу конструкцію, яка виготовляється з високовуглецевих і нержавіючих сталей. Кузов являє собою структуру у вигляді підкріпленої оболонки з різного роду елементів - поперечних і поздовжніх. Вони утворюють каркас, який потім приварюється до обшивки, гофри та виштампування якої створюють додаткову жорсткість кузова. Кузов має такі основні вузли як рама, бічні та торцеві стіни, дах.

При цьому перед інженерами стоїть завдання забезпечення раціональної згинальної жорсткості несучої конструкції кузова пасажирського вагона. Нині це завдання вирішується інтуїтивно з урахуванням накопиченого досвіду проектувальника.

З урахуванням вищевикладеного обґрунтування та забезпечення раціональної згинальної жорсткості кузовів несамохідних пасажирських вагонів є актуальним завданням. Для її вирішення необхідно виконання науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, що передбачають вивчення методів та методик розрахунку жорстких показників несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів, а також конструкцій та технологій виробництва пасажирського рухомого складу.

1.2 Огляд несучих конструкцій кузовів пасажирських вагонів

1.2.1 Огляд конструкцій кузовів пасажирських вагонів закордонного виробництва

Вивчення влаштування кузовів пасажирських вагонів, що випускаються за кордоном, показало, що для забезпечення їх згинальної жорсткості в основному застосовуються несучі конструкції кузова, що мають одношарову або багатошарову обшивку (відповідно до рисунку 1.1). Несучу конструкцію кузова з одношаровою гофрованою обшивкою мають американські вагони міжміського сполучення Amfleet, які випускалися з 1973

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

по 1983 роки. Їхній кузов збирався з профілів з нержавіючої сталі і зварювався точковим зварюванням. Бічні стіни мали гофровану обшивку у надвіконному та підвіконному поясах (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Американський вагон для міжміського сполучення Amfleet (Budd)

З гладкою обшивкою бічних стін та несучим кузовом, виконаним з нержавіючої сталі, широкого поширення на залізницях США набули вагони Horizon (рисунок 1.3), які використовувалися для міжміського сполучення.



Рисунок 1.3 – Американський вагон для міжміського сполучення Horizon

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

11

Пасажирські вагони Horizon були створені з використанням досвіду попередніх вагонів локомотивної тяги, що мають назву Comet, які випускалися в період з 1960 по 2004 р. Серія вагонів Comet мала кузов з алюмінієвого сплаву з гладкими бічними стінами, які являли собою сендвіч-панелі.



Рисунок 1.4 – Американський вагон для міжміського сполучення Comet з кузовом із алюмінієвого сплаву

Однак у період із 2002 по 2004 рр. в приміському сполученні залізниць Нью-Йорка з'явилося п'яте покоління вагонів Comet V, які на вигляд були схожі на своїх попередників, але кузов був виготовлений з нержавіючої сталі.

У Швейцарії в 2014 р. компанія Stadler випустила серію пасажирських вагонів з несучою конструкцією кузова для Азербайджанських залізниць (рисунок 1.5). Кузов вагона мав гладкі бічні стіни, які виготовлялися із пресованих алюмінієвих панелей. Вагони призначалися для експлуатації на міжнародному маршруті зі швидкістю 160 км/год.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		12



Рисунок 1.5 – Пасажирський вагон, випущений швейцарською компанією
Stadler Rail Group

2011 р. Іспанська компанія Patentes Talgo S.L. розпочала випуск пасажирських несамохідних вагонів зчленованого типу (рисунок 1.6). Кузови цих вагонів мали несучу зварену інтегральну конструкцію, яка була виготовлена з алюмінієвих профілів, виконаних за допомогою вакуумної екструзії. Усі профілі є самостійними силовими елементами, які мають посилення як інтегрованих елементів – ребер жорсткості. Кузов вагона має посилену підлогу, яка виконана із спеціального профілю, і є силовим вузлом, до якого приварюються стінові панелі.



Рисунок 1.6 – Пасажирський вагон випущений іспанською компанією
Patentes Talgo S.L.

У 1985 р. у Німеччині було спроектовано високошвидкісний поїзд, який отримав міжнародне позначення ICE, здатний пересуватися зі швидкістю 250 км/год (рисунок 1.7) [2, 3].

При створенні кузова вагона ICE застосовувалися «модульні панелі», що мають стійкість до поперечного та поздовжнього вигину. Такі панелі були зварені точковим зварюванням із зовнішнього гладкого листа та листа з випресованими конусоподібними виступами. Між нижнім поясом і віконним блоком розміщувалися «модульні панелі», що вбудовувалися в несучий каркас, що складається з труб прямокутного перерізу. Верхні та нижні краї бічних стінок кузова складалися з двох потужних порожнистих профілів, які проходили майже на всю довжину кузова. Амплітуда власних згинальних коливань кузова знижувалась завдяки дугам даху, які кріпилися на болтах. Такі дуги також запобігали резонансу при коливаннях поздовжньої качки та посмикування.



Рисунок 1.7 – Зовнішній вигляд та поперечний переріз вагона ICE

У 2007 р. у Південній Кореї пройшли випробування поїзда eXpress, ТТХ (рисунок 1.8). Кузови вагонів виконували з сендвіч-панелей з каркасом навколо віконних і дверних отворів. Рама була виготовлена із звичайної нержавіючої сталі і мала низький центр тяжіння, що підвищило стійкість при згинах. Для посилення конструкції кузова були вставлені жорсткі елементи в бічні стіни дах і торцеві стіни.



Рисунок 1.8 – Корейський похилий(наклонний) поїзд Експрес, ТТХ

Грунтуючись на проведеному аналізі, можна зробити висновок, що пасажирські вагони, що виробляються за кордоном, мають конструкцію несучого кузова, як з одношаровою, так і з багатошаровою обшивкою. Одношарова обшивка використовується як гофрована, так і гладка, підкріплена гнутими елементами. Як багатошарова обшивка використовуються стільникові конструкції та сендвіч-панелі. Як матеріали, для виготовлення пасажирських вагонів, використовують леговані та нержавіючі сталі, а також алюмінієві сплави та полімерні матеріали.

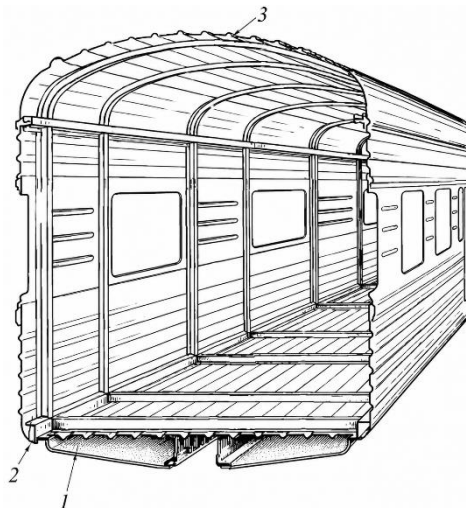
1.2.2 Огляд конструкцій кузовів пасажирських вагонів вітчизняного виробництва

У вітчизняному вагонобудуванні для більшості типів пасажирських вагонів виготовляються уніфіковані металеві кузови, які є несучими конструкціями типу замкнутої оболонки. Бічні стіни кузовів мають дверні та віконні отвори, розташування яких визначається архітектурно-планувальним планом вагона.

Є два основні конструктивні різновиди металевих кузовів пасажирського вагона, які відрізняються наявністю або відсутністю балки хребта в середній частині кузова.

В цілому вони мають схожу несучу конструкцію де підлога, стіни і дах виготовлені з металевої гофрованої обшивки підкріпленої поздовжніми і поперечними жорсткими елементами. Це створює замкнутий контур, що розглядається як загальна несуча структура. Така конструкція має високі жорсткісні та міцнісні характеристики, що забезпечують безпеку пасажирів усередині вагона.

Проектування металевої несучої конструкції кузова включає вибір раціональної форми, розміру та матеріалу обшивки, а також геометричних параметрів жорстких підкріплювальних елементів. Розрахунок кузова як підкріпленої оболонки з вирізами провадиться за методикою, розробленою професором Нікольським О.М. та іншими дослідниками [4, 5]. На даний момент кузов пасажирських вагонів поділено на конструктивно-технологічні блоки, показані на рисунку 1.9.



1 – рама із настилом підлоги; 2 – бічні, торцеві та тамбурні стіни; 3 – дах

Рисунок 1.9 – Кузов пасажирського вагона у середньому перерізі

Некупейний спальний вагон моделі 61-821 (рисунок 1.10), випущений у 1981 р., став прототипом конструкцій вітчизняних пасажирських вагонів. Суцільнометалевий кузов був виконаний з низьколегованої сталі і складався з рами з суцільною балкою хребта і металевим настилом підлоги, бічних стін з вирізами для вікон і дверей, торцевих стін і даху. Бічні стіни мали каркас із вертикальних стійок і поздовжніх обв'язок із зетовим профілем, які підкріплювали гофровану одношарову обшивку.



Рисунок 1.10 – Некупейний вагон моделі 61-821

У 1989 р. було виготовлено пасажирський вагон, для міжобласного сполучення. Особливістю кузова вагона була збільшена довжина та використання при його виготовленні нержавіючої сталі. Згодом завод було перейменовано на «Тверський вагонобудівний завод» («ТВЗ») і на ньому було освоєно виготовлення купейних вагонів підвищеної комфортності та з покращеними характеристиками. У 1994 р. було встановлено серійне виробництво купейних вагонів моделі 61-820, кузов яких аналогічний попереднім моделям.

У період з 1993 р. по 1998 р. було спроектовано та випущено пасажирські вагони, що мають конструкцію аналогічну вагону моделі 61-820. Для вирішення завдання підвищення швидкостей перевезень заводом освоєно

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

виробництво пасажирських вагонів для швидкостей руху до 200 км/год, що мають гладку зовнішню обшивку моделі 61-4170 (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11 – Пасажирський вагон з гладкою обшивкою моделі 61-4170

Суцільнометалевий кузов пасажирського вагона моделі 61-4170 виготовлений з нержавіючої сталі та має двошарову обшивку. Зовнішній гладкий лист підкріплений панелями з трапецієподібними гофрами з'єднаний із зовнішньою обшивкою за допомогою точкового зварювання. Бічна стіна складається з гнутих зітоподібних і коритоподібних стійок, верхня обв'язка виконана з гнутого профілю, а підвіконні та підвіконні елементи мають форму куточка. Хребтова балка рами виконана у вигляді двох швелерів, які також посилюють кінцеву частину рами, розташовуючись поздовжньо. Настил підлоги має настил із трапецієподібними гофрами. У 2008 р. вагонобудівний завод почав виробляти вагони моделей 61-4440, 61-4447 та ін., що мають аналогічну несучу конструкцію.

У конструкції описаних вагонів відбулися зміни, що відрізняли їх від попередників. Бічні стіни кузова були виконані із застосуванням комбінованої обшивки із нержавіючої сталі. Хребтова балка вагона мала наскрізний переріз із профілем, що змінюється: у середній частині рами встановлювався двотавр, а в консольних частинах – швелери.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

У середній частині рами підлоговий настил був виконаний з листа з круглими гофрами, а в консольній частині використовувався гладкий лист товщиною 4,0 мм. Підвіконний пояс обшивки виконаний з листа з трапецієподібними гофрами. Середній та верхній пояси мали двошарову обшивку: зовнішня гладка обшивка, яка з внутрішньої сторони підкріплена трапецієподібними гофрами за допомогою точкового зварювання. Зі стійок у вигляді нерівнополочного куточка складався каркас бічної стіни. Також у нього включена верхня обв'язка, у вигляді гнутого зетового профілю та підкріплюють віконні отвори вертикальних гнутих профілів. Каркас даху, виконаний з поздовжніх обв'язок і дуг, підкріплював обшивку, що має гладкий лист на скатах і гофрований лист у середній частині. У 2009 році Тверський вагонобудівний завод освоїв випуск двоповерхових вагонів, до яких належать: купейний вагон моделі 61-4465; вагон з місцями для сидіння моделі 61-4492 та ін. Їхні кузови виконані з гладкою двошаровою обшивкою бічних стін. Підкріплюючим набором були поздовжні елементи зетового перерізу.

Таким чином, як основні конструктивні відмінності кузовів вітчизняних пасажирських вагонів можна відзначити:

- рами, які можуть бути з наскрізною хребтовою балкою або без неї;
- дахи, які можуть відрізнятися радіусами дуг та схилів;
- обшивки торцевих стін та даху, які можуть бути гладкими (без гофрів), гофрованими, двошаровими, багатошаровими тощо.

Основними матеріалами, при виробництві кузовів рухомого складу, є нержавіючі та низьколеговані сталі.

Проведений огляд існуючих конструкцій кузовів пасажирських вагонів вітчизняного виробництва показав, що найчастіше зустрічаються конструкції з одношаровими обшивками. Вони використовуються як гофровані, так і гладкі, підкріплені гнутими елементами.

Аналіз досвіду експлуатації зазначених типів вагонів вказав на наявність резервів для їх вдосконалення з метою забезпечення раціональної згинальної жорсткості несучої конструкції.

					РДБ.ЗТ-22д.02 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Що в результаті дозволить підвищити рівень комфорту перевезення пасажирів, міцність, стійкість несучих панелей, втомну довговічність кузовів і в кінцевому підсумку знизити вартість життєвого циклу вагонів, що знову проектуються. При цьому питання забезпечення підвищення згинальної жорсткості кузовів пасажирських вагонів нерозривно пов'язані із питаннями дослідження динаміки рухомого складу.

1.3 Огляд методів дослідження динаміки вагонів

Проблема вивчення коливальних процесів, що виникають у несучих конструкціях кузовів вагонів, стала особливо актуальною у зв'язку зі збільшенням швидкостей руху поїздів та підвищеними вимогами до рівня комфорту та безпеки пасажирів.

Відомо значну кількість робіт вчених, які займалися вивченням динаміки та міцності рухомого складу та його взаємодії з верхньою будовою шляху, а також збільшення жорсткості та міцності кузова.

Серед значних теоретичних та експериментальних досліджень у галузі динаміки та міцності рухомого складу можна виділити роботи таких вчених, як Жуковський Н.Є., Лазарян В.А., Вершинський С.В., Вериго М.Ф., Коган А.Я., Данилов В.М., Попов А.А., Хусідов В.Д. В.З., Котуранов В.М. Дослідженнями динаміки та міцності рухомого складу також займалися колективи науково-дослідних організацій та інститутів країн СНД.

У Дніпропетровському інституті інженерів транспорту (ДІІТ) під керівництвом Лазаряна В.О. було створено наукову школу досліджень динаміки рухомого складу учасниками якої були вчені Блохін Є.П., Манашкін Л.А., Мямлін С.В. та ін.

За підсумками проведених досліджень встановлено, що існують три основні підходи до оцінки коливань пасажирського вагона: експеримент із використанням реальної конструкції вагона, аналітичні методи дослідження та математичне моделювання з використанням комп'ютерних технологій.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Експериментальні методи забезпечують більш точні результати і дозволяють досліджувати систему, охоплюючи більше факторів і показників, що впливають на вагон, але потребують матеріальних і тимчасових витрат. Використання експериментальних методів зазвичай використовуються на фінальному етапі для оцінки показників готової конструкції.

Аналітичні методи дозволяють виконувати наближені розрахунки. Даний підхід побудований на використанні класичних законів фізики, і досить адекватно описує аналізовані процеси, але має складнощі в обліку ряд додаткових факторів або особливостей експлуатації.

Методи математичного комп'ютерного моделювання не мають обмежень, характерних для попередніх двох методів. Вони дозволяють досить точно описати механіку коливань кузова пасажирського вагона з урахуванням особливостей несучої конструкції та обладнання, що є менш витратними, і дають можливість оцінювати характеристики кузова на стадії проектування. При цьому адаптовані для проведення багатоваріантних розрахунків, необхідних для доопрацювання конструкції. Для вибору способу дослідження доцільно розглянути використовувані раніше вітчизняними і зарубіжними вченими підходи на вирішення завдань схожих з розглянутими у роботі.

Питаннями дослідження динаміки руху вагонів серед вітчизняних вчених займався професор Жуковський О.М. Він є основоположником математичного моделювання динаміки рухомого складу. У своїх роботах Жуковський О.М. досліджував поведінку вагона при русі рейками, звернувши увагу на його поздовжню динаміку, тобто на взаємодію сил інерції та сили опору руху. Саме тоді вчений запропонував перші математичні моделі, в одній із яких рухомий склад представлявся у вигляді пружного стрижня з масою на кінці, а в другій – у вигляді набору абсолютно пружних тіл із пружними зв'язками.

Подальший розвиток досліджень різних аспектів динаміки поїздів, вагонів та інших компонентів залізничного транспорту з використанням математичного моделювання було здійснено Блохіним Є.П., Манашкіним Л.А.

					РДБ.ЗТ-22д.02 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

[6], Лазаряном В.А. [7-9]. Розроблені ними математичні моделі були досконалішими та враховували чинники, такі як маса, інерція, опір руху, взаємодія з рейками тощо.

При математичному моделюванні динаміки рухомого складу обурення поділяються на два види: кінематичні та силові. До кінематичних відносяться геометричні нерівності, що є на поверхні рейкового полотна, а також колісних пар. До силових збурень прийнято відносити зміну дисипативних, інерційних та пружних властивостей залізничної колії, а також коливання обладнання, встановленого на рухомому складі.

З розвитком комп'ютерних технологій на дослідження динаміки складних механічних систем стали застосовуватися методи математичного комп'ютерного моделювання. Вони базуються на чисельних способах вирішення динамічних завдань із застосуванням прикладних програмних комплексів, які почали з'являтися ще у 80-х роках. На сьогоднішній день відомо безліч різноманітних програм для моделювання динаміки як плоских, так і просторових механічних систем. До них відносяться Euler, SolidWorksMotion, SIMPACK, MSC. Adams, MEDYNA, «Універсальний механізм» та ін. У даних програмних комплексах об'єкти, що моделюються, подаються у вигляді абсолютно твердих тіл з накладеними на них обмеженнями, при цьому їх взаємодія здійснюється за допомогою пружно-дисипативних і контактних силових елементів, а також шарнірів.

Деякі з перерахованих вище програм мають модулі для створення гібридних динамічних моделей. Вони використовуються для обліку пружних властивостей тіл у твердотільних розрахункових схемах. Однією з таких програм є «Універсальний механізм», що має спеціалізований модуль моделювання руху рейкових екіпажів, включаючи гібридні розрахункові схеми.

Як чисельних методів для вирішення динамічних завдань при моделюванні пружних тіл знайшли застосування два підходи: кінцевих різниць та кінцевих елементів.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Перший не знайшов широкого застосування, тому що не має достатньої універсальності і допускає значні похибки дискретизації. При цьому перевагою методу є низька вимогливість до обчислювальних потужностей. На даний момент у практиці найчастіше використовується другий метод кінцевих елементів. Він дозволяє отримати більш точні результати (особливо для елементів другого порядку), але вимагає великих обчислювальних потужностей, а також більш вимогливий до якості кінцевої сітки.

Для розрахунку власних частот і форм коливань пружних тіл у практиці використовують програмні комплекси, що реалізують метод кінцевих елементів. До них можна віднести: Siemens PLM Software Femap, Siemens NX Advanced Simulation, ANSYS та ін.

За допомогою математичного комп'ютерного моделювання Міхеев Г.В. [10] у своїй роботі проводив дослідження динамічних систем тіл, але вже з урахуванням їхньої пружності. Основна концепція полягала в тому, що використовувалися кінцеві елементні моделі, рівняння руху яких мали знижений порядок. Такий спосіб дозволяє формувати гібридні підсистеми, які є ефективними при дослідженні коливань рейкових екіпажів.

Дослідження, описані раніше, в основному висвітлюють динаміку руху рухомого складу, приділяючи велику увагу їх ходовим частинам. Математичне комп'ютерне моделювання з використанням гібридних підсистем дозволило вийти на облік власних частот і форм коливань кузовів рухомого складу, а також оцінки їх впливу на динамічну навантаженість та втомну довговічність.

На даний момент існують роботи, в яких за допомогою математичного комп'ютерного моделювання не тільки розраховуються жорсткі характеристики кузова, але й обґрунтовуються способи для вдосконалення конструкцій кузовів за рахунок підвищення жорсткості та міцності, зменшення маси та застосування матеріалів, відмінних від сталей.

Проведений огляд наукових досліджень у галузі динаміки пасажирських вагонів та аналізу жорстких характеристик несучих конструкцій

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

та їх міцності кузовів показав, що на даний момент раціональним методом досліджень є математичне комп'ютерне моделювання. З його допомогою можна спрогнозувати поведінку конструкцій при різних зовнішніх впливах ще на етапі проектування, що скорочує час та кошти на створення сучасних оптимальних конструктивних рішень.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

2. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КУЗОВА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

2.1 Опис об'єкта дослідження

Для дослідження було обрано конструкцію несучого кузова пасажирського вагона моделі 61-4517. Вагон моделі 61-4517 (рисунок 2.1) призначений для використання у зчепі з вагонів пасажирського купейного зі службовими приміщеннями моделі 61-4517 та вагона пасажирського купейного без службових приміщень моделі 61-4517, з'єднаних гальмівними кінцями один до одного. Пасажирський вагон використовується для перевезення пасажирів колією колії 1520 мм. Маса тари вагона із службовими приміщеннями становить 61,6 т, без службових приміщень 61,5 т.



Рисунок 2.1 – Пасажирський купейний вагон моделі 61-4517

Конструкція кузова пасажирського вагона є металевою оболонкою замкнутого типу. Вона оснащена вирізами та отворами з метою встановлення в них вікон, дверей та люків. Вона підкріплена жорсткими елементами, які можуть бути поперечними, так і поздовжніми.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Каркас кузова виконаний у вигляді шпангоутної конструкції, яка включає елементи жорсткості замкнутого типу: поперечні балки, рами, стійки бічних стін і дуги даху.

Каркас рами виконаний з використанням наскрізної хребтової балки, яка має перетин, що змінюється по довжині. На додаток до цього, присутні шкворневі, кінцеві, поперечні та проміжні балки, а також допоміжні елементи у вигляді поздовжніх та поперечних ланок. Крім того, на рамі передбачено поздовжні обв'язки, елементи кріплення підвагонного обладнання. Є підлога підлога.

У конструкції кузова використовується комбінована обшивка бічних стін, що поділяється на три пояси (нижній, середній, верхній), виконаних з гофрованого та гладкого листового прокату. Каркас бічної стіни включає верхню обв'язку з гнутого профільного профілю, стійки у формі нерівнополочного куточка і профілі для підтримки віконних отворів. Також є зетові профілі та гнуті коритоподібні профілі для посилення конструкції. Торцеві стіни складаються з гладкої зовнішньої обшивки, а також вертикальних і горизонтальних елементів, що підкріплюють, у вигляді зетообразних стійок, придверних стійок коритоподібного перерізу і поперечної балки у вигляді нерівнополочного куточка.

Каркас кузова виконаний у вигляді шпангоутної конструкції, яка включає елементи жорсткості замкнутого типу: поперечні балки, рами, стійки бічних стін і дуги даху.

Каркас рами виконаний з використанням наскрізної хребтової балки, яка має перетин, що змінюється по довжині. На додаток до цього, присутні шкворневі, кінцеві, поперечні та проміжні балки, а також допоміжні елементи у вигляді поздовжніх та поперечних ланок. Крім того, на рамі передбачено поздовжні обв'язки, елементи кріплення підвагонного обладнання. Є підлога підлога.

У конструкції кузова використовується комбінована обшивка бічних стін, що поділяється на три пояси (нижній, середній, верхній), виконаних з

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

гофрованого та гладкого листового прокату. Каркас бічної стіни включає верхню обв'язку з гнутого профільного профілю, стійки у формі нерівнополочного куточка і профілі для підтримки віконних отворів. Також є зетові профілі та гнуті коритоподібні профілі для посилення конструкції. Торцеві стіни складаються з гладкої зовнішньої обшивки, а також вертикальних і горизонтальних елементів, що підкріплюють, у вигляді зетообразних стійок, придверних стійок коритоподібного перерізу і поперечної балки у вигляді нерівнополочного куточка.

2.2 Основні принципи методик дослідження

Описані в першому розділі методи оцінки власних частот коливань кузова пасажирського вагона можна поділити на три основні групи:

1. експериментальні;
2. аналітичні;
3. математичне комп'ютерне моделювання.

Експериментальні методи є найточнішими визначення власних частот конструкцій. Їх основний недолік полягає в тому, що потрібні значні витрати як матеріальні, так і тимчасові, тому ці методи використовують в основному на етапі кінцевого продукту для оцінки характеристик вже готової конструкції кузова пасажирського вагона. Також експериментальні методи не раціональні для багатоваріантних досліджень.

Аналітичні методи побудовані на поданні конструкції у вигляді балки з масою, рівномірно розподіленою по всій довжині, і має момент інерції, що відповідає середньому перерізу конструкції. Дані методи використовують у розрахунку власних частот як кузовів вагонів, і фюзеляжів літальних апаратів, корпусів судів, несучих елементів трубопровідних систем тощо. Пружні системи, які мають розподілену масу та жорсткість (пластини, стрижні, оболонки) є системами з нескінченним числом ступенів свободи та описуються за допомогою диференціальних рівнянь у приватних похідних.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаються як початкові, і граничні умови, а рівняння руху складаються за принципом Даламбера, у разі, коли стан руху механічної системи доцільно розглянути становищі рівноваги якщо всім доданим до системи сил додати сили інерції (рисунок 2.2).

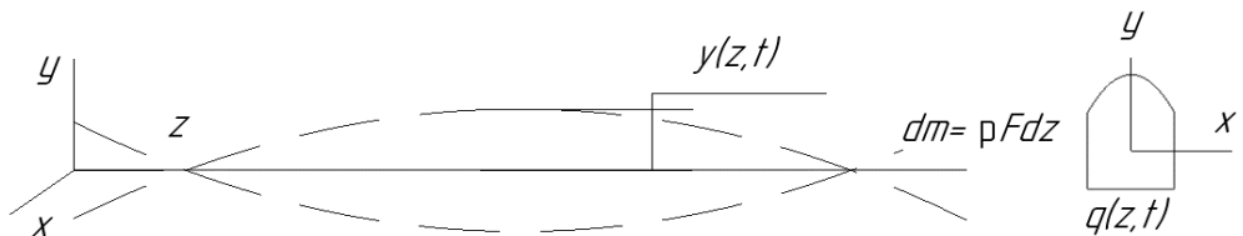


Рисунок 2.2 – Згинальні коливання системи, представленої у вигляді стрижня, спричинені відхиленням від положення рівноваги

При розгляді згинальних коливань системи, представленої у вигляді стрижня, передбачається, що площа поперечного перерізу F , жорсткість на вигин EI_x по всій довжині l постійні і приймаються відповідно до середнього перерізу.

Щодо функції прогинів $y(z, t)$ диференціальне рівняння вигину стрижня має вигляд:

$$EI_x = \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = q(z, t),$$

де $q(z, t)$ – розподілені зовнішні сили. Даламберові сили визначаються за наступною залежністю:

$$_1 q = -\rho F \partial^2 y / \partial t^2,$$

де ρ – щільність матеріалу.

Підставивши 2.2 до 2.1 отримуємо рівняння вільних згинальних коливань системи:

$$EI_x \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0.$$

Рішення отриманого рівняння знаходяться за допомогою методу поділу змінних, що мають функцію часу з класу гармонійних коливань:

$$y(z, t) = Y(z) \cdot e^{i\omega t},$$

де $Y(z)$ – функція форми коливань, ω – частота коливань.

Підставивши 2.4 рівняння 2.3, виходить диференціальне рівняння, що визначає форми коливань системи:

$$EI_x \frac{\partial^4 Y}{\partial z^4} + \omega^2 \rho F Y = 0.$$

Для отриманого рівняння необхідно ввести частотний параметр $k_4 = \omega^2 \rho F / EI_x$, тоді рівняння 2.5 набуде вигляду:

$$\frac{\partial^4 Y}{\partial z^4} + k^4 Y = 0.$$

Через тригонометричні та гіперболічні функції можна вивести загальне рішення отриманого рівняння:

$$Y(z) = C_1 \cos kz + C_2 \sin kz + C_3 \operatorname{ch} kz + C_4 \operatorname{sh} kz,$$

де $C_1 - C_4$ постійні, що визначаються з граничних умов.

					РДБ.3Т-228.02 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Кузов пасажирського вагона при розрахунку аналітичним способом представляється як беззапорна балка. Вона має рівномірно розподілену масу і відповідний середній переріз кузова момент інерції. Для отримання частотного рівняння безопорного стрижня необхідно визначити граничні умови при $z = 0$ і $z = l$, і навіть скласти визначник системи. Вирішивши це рівняння, можна отримати коріння χ_n , яке містить частоту коливань стрижня ω . При знаходженні коренів n можна обчислити частоту коливань стрижня із заданими умовами закріплення:

$$\omega_n = \left(\frac{\chi_n}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI_x}{\rho F}}.$$

За допомогою знайдених постійних інтегрування $C_1 - C_4$, значення яких підставляються в рівняння 2.7, можна визначити n форму коливання системи, відповідну частоті ω_n .

В даний час, одним із загальноприйнятих критеріїв жорсткості кузова пасажирського вагона є перша власна частота згинальних коливань. Зазначена частота оцінюється відповідно до нормативних документів для розрахунку та проектування несамохідних пасажирських вагонів (ГОСТ 34093-2017):

$$\nu = k \frac{\alpha^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}};$$

де L – довжина кузова, м; m – маса одиниці довжини кузова брутто, кг/м; I – момент інерції середнього перерізу кузова, m^4 ; E – модуль Юнга, Па; $k = 0,85$ – досвідчений поправочний коефіцієнт; $\alpha = 4,73$ – корінь частотного рівняння.

Пасажирські вагони, що створюються нині мають різного типу несучі конструкції. Вони момент інерції перерізу кузова значно змінюється вздовж його довжини, а маса кузова розподілена з його довжині не рівномірно.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

У зв'язку з цим можна дійти невтішного висновку, що залежність дає наближені значення і застосовна для конструкцій з постійним по довжині моментом інерції перерізу і рівномірно розподіленої по довжині кузова власної масою і навантаженням.

Огляд наукових праць, наведений у першому розділі, показав, що на сьогоднішній день метод математичного комп'ютерного моделювання є найбільш раціональним методом дослідження та оцінки жорстких характеристик кузова. За допомогою математичного комп'ютерного моделювання ще на стадії проектування можна прогнозувати поведінку конструкції рухомого складу в експлуатації. При цьому цей метод дозволяє уникнути основних недоліків попередніх описаних.

Математичне комп'ютерне моделювання дозволяє досить точно описати механіку коливань кузова пасажирського вагона з урахуванням особливостей несучої конструкції великовагового обладнання та внутрішнього інтер'єру салону. Також даний метод менш витратний і дає можливість оцінювати характеристики кузова на стадії проектування та адаптований для проведення різноманітних розрахунків, необхідних для доопрацювання конструкції.

У цій роботі як інструмент для досліджень першої власної частоти згинальних коливань кузова використано промисловий програмний комплекс, який реалізує метод кінцевих елементів (МКЕ). При комп'ютерному моделюванні кузова пасажирського вагона можливі два варіанти кінцевоелементних схем: пластинчасто-стрижнева та пластинчаста. Для точного розрахунку рекомендовано використовувати пластинчасту схему, т.к. вона найточніше описує механіку коливань кузова [11].

Провівши аналіз досліджень щодо визначення першої власної згинальної частоти коливань кузова з використанням методу кінцевих елементів, було встановлено, що, традиційно при моделюванні, маса кузова разом з обладнанням та внутрішнім інтер'єром рівномірно розподілена по всіх вузлах кінцевоелементної моделі.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

У реальних конструкціях пасажирського вагона вага елементів кузова різна, зокрема маса рами більша, ніж маса даху, бічної або торцевої стін. Обладнання, розташоване на підвісах як під вагоном, так і в консольних частинах даху (кондиціонер, баки для води) і на підлозі (котел), також впливають на величину власної частоти [11].

У зв'язку з цим, у роботі запропоновано уточнену методику оцінки першої власної частоти згинальних коливань кузова, яка включає наступні етапи:

1. розробка та верифікація пластинчастої кінцеелементної розрахункової схеми несучої конструкції кузова пасажирського вагона;

2. оцінка впливу способу розподілу маси кузова вагона по вузлах кінцеелементної моделі на результати розрахунку першої частоти власних згинальних коливань;

3. оцінка впливу способу розподілу маси кузова вагона по вузлах кінцеелементної моделі на результати моделювання руху вагона по нерівностях колії;

4. вибір раціонального варіанту кінцеелементної схеми шляхом порівняння отриманих в ході розрахунку величини частоти власних згинальних коливань, максимальних напруг, прогинів і динамічних показників з натурними випробуваннями.

2.3 Розробка пластинчастої кінцеелементної моделі кузова пасажирського вагона

Звичайноелементна модель вагона моделі 61-4517 (рисунок 2.3) сформована у промисловому програмному комплексі. Першим етапом була розробка ідеалізованої геометричної просторової моделі, за допомогою якої формувалася дискретна модель шляхом вбудованих програмних алгоритмів комплексу, що використовується.

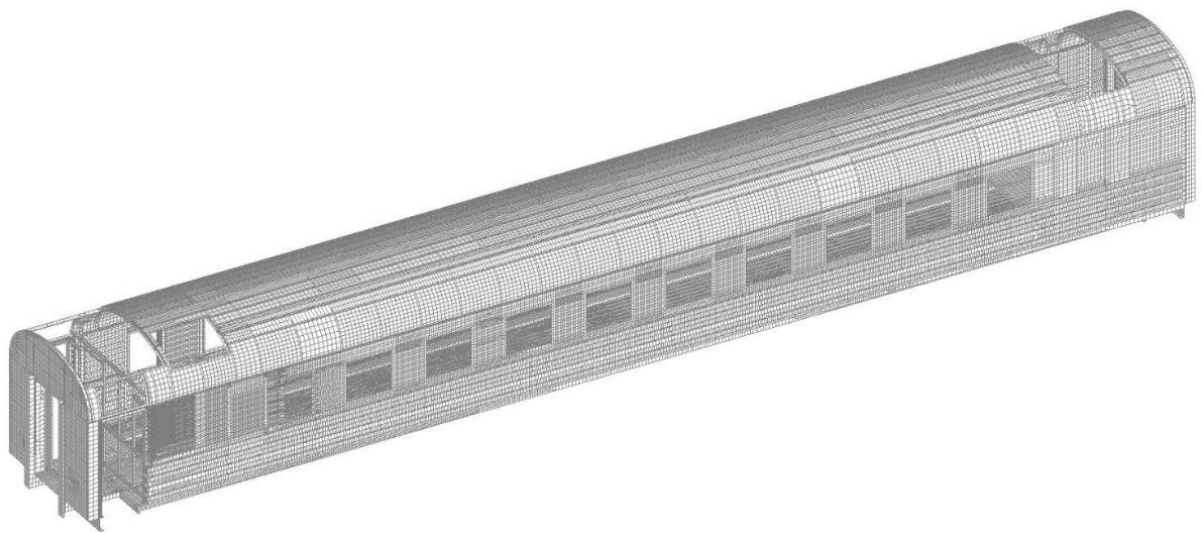


Рисунок 2.3 – Пластинчаста кінцево-елементна модель несучої конструкції кузова пасажирського вагона моделі 61-4517

Звичайноелементна модель створена за принципом геометричної просторової моделі, яка формувалася за серединними поверхнями геометричних примітивів. Моделювання обшивки та каркаса кузова виконувалося пластинчастими елементами.

Модель сформована 242 тис. трьох та чотирьох вузловими кінцевими елементами, об'єднаними у 139 тис. вузлів. Кожен із елементів характеризується ізотропними властивостями. Середній розмір чотирьох вузлових елементів становить 80×80 мм, модель має понад 900 тис. ступенів волі.

При створенні кінцевоелементної моделі були використані ізотропний та ортотропний матеріали. Для першого були використані такі постійні пружні властивості: модуль Юнга $E = 2,1 \times 10^5$ МН/м², модуль зсуву $G = 0,81 \times 10^5$ МН/м², коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$. Ортотропний матеріал використовувався для створення моделі гофрованого настилу підлоги для рами кузова.

Двовимірний пружний ортотропний матеріал у площині елемента має залежність деформацій від напруги за такою формулою:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix},$$

де $\gamma_{12}=2\varepsilon_{12}$, E_1 , E_2 – модулі пружності в поздовжньому та поперечному напрямках відповідно; ν_{12} , ν_{21} – коефіцієнти Пуассона при навантаженні осьовою силою в поздовжньому та поперечному напрямках відповідно; G_{12} – модуль зсуву у площині осей матеріалу.

Формула, що визначає співвідношення між дотичними та зсувними деформаціями, виглядає наступним чином:

$$\begin{Bmatrix} \tau_{12} \\ \tau_{2Z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{12} & 0 \\ 0 & G_{2Z} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \gamma_{12} \\ \gamma_{2Z} \end{Bmatrix},$$

де G_{2Z} – поперечний модуль зсуву у площині 2 – Z; Z – нормаль до поверхні осей матеріалу. Маса металоконструкції кузова складає 12,7 т. Щільність сталі X6CrNiTi18-10 – 7,79 г/см³, щільність інших сталей конструкції – 7,85 г/см³.

Модель за всіма шістьма ступенями свободи закріплена в просторі введенням у її вузли відповідних зв'язків.

Верифікація розробленої кінцевоелементної моделі підтверджена даними натурних стендових випробувань. Зіставлялися нормальні напруги у поперечному перерізі кузова. Вони визначалися за віконним вирізом, розташованим у середнього поздовжнього перерізу кузова. При навантаженні кінцевоелементної схеми використовувалося три варіанти навантажень: навантаження, що розтягує, значення якої становить 1,5 МН, поздовжнє

Епюри, представлені на рисунках 2.4 – 2.6, відображають значення нормальних напруг кожного з видів навантажень у поперечному перерізі кузова. У дужках показано напруження, отримані при стендових випробуваннях.

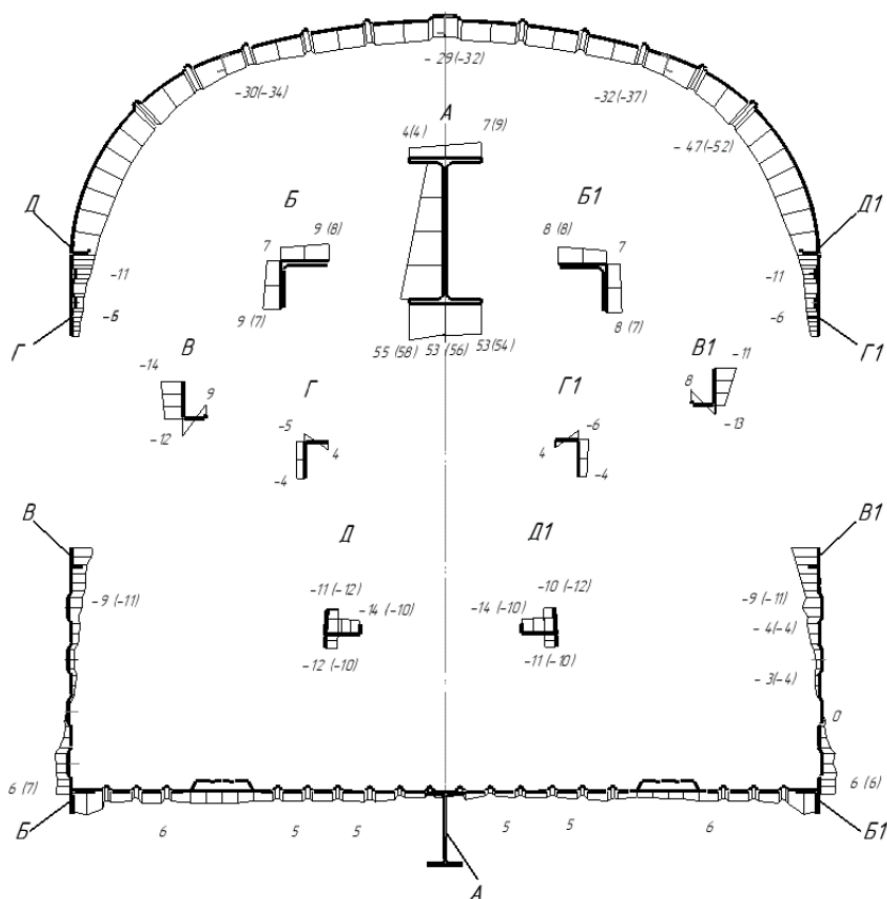


Рисунок 2.4 – Епюра нормальних напруг у пластинчастій моделі кузова вагона від дії вертикального навантаження, МПа

					РДБ.3Т-228.02 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

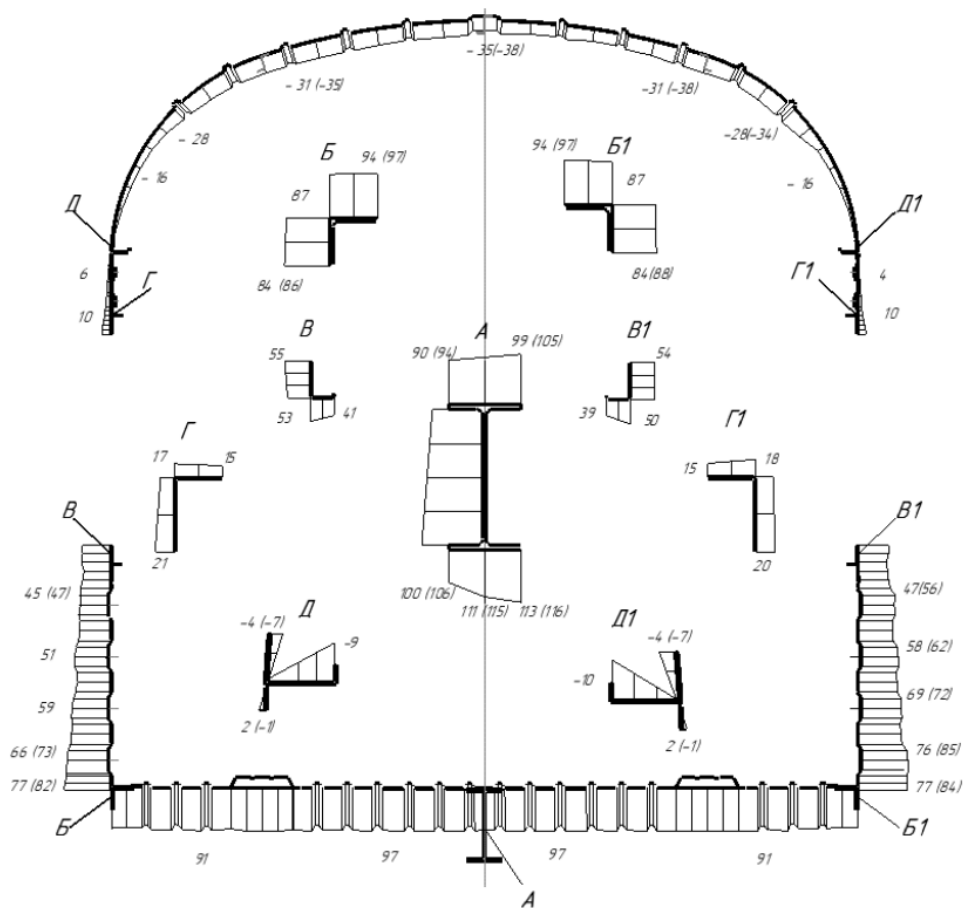


Рисунок 2.6 – Епюра нормальних напруг пластинчастої моделі кузова вагона від дії навантаження, що розтягує 1,5 МН, МПа

З епюр, представлених на рисунках, видно, що отримані значення нормальних напруг по перерізу кузова для різних видів навантажень, отримані як в результаті розрахунків моделі, так і експериментальним шляхом, якісно і кількісно близькі. У зв'язку з цим можна зробити висновок, що розроблена пластинчаста кінцеелементна модель може використовуватися для подальших розрахунків жорсткості і характеристик міцності несучої конструкції кузова пасажирського вагона.

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

37

2.4 Верифікація пластинчастої кінцево-елементної моделі кузова пасажирського вагона за значенням першої власної частоти згинальних коливань

Верифікація створеної кінцевоелементної моделі була проведена на основі розрахунків першої власної частоти та форми коливань кузова, значення яких були отримані з використанням алгоритмів програмного комплексу. Результати розрахунку порівнювалися з даними типових випробувань визначення першої власної частоти згинальних коливань кузова при впливі на нього збурюючої сили від вібромашини.

Для проведення випробувань металоконструкцію кузова встановлюють на домкрати. За допомогою вібромашини ВМ-10, яка встановлена у тамбурі на підлозі гальмівного кінця вагона, відбувається збудження вертикальних коливань кузова вагона. Вібромашина жорстко закріплена на хребтовій та поперечній балках. За рахунок зміни числа оборотів приводного електродвигуна вібромашини варіювалася частота сили. Перед випробуванням на кузов вагона були наклеєні датчики прискорень, проведено перевірки кабелів вимірювальних систем та роз'ємів апаратури, виконано калібрування приладів (рис. 2.7).

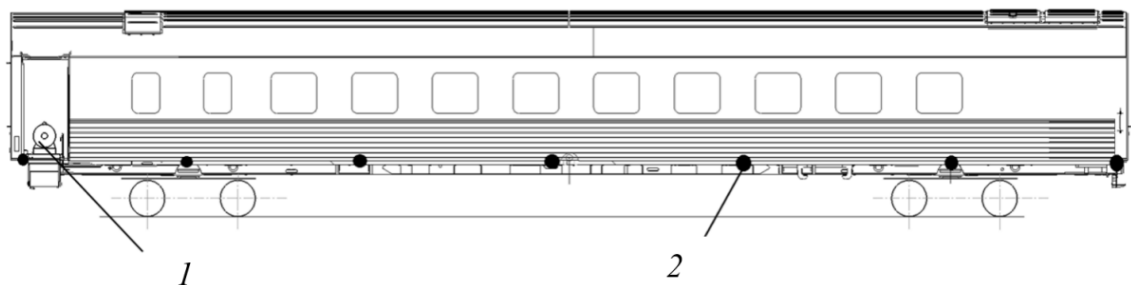
У відповідному порядку було перевірено засоби вимірювань та випробувальне обладнання, які необхідні для випробувань. Дослідження виконувалось при температурі повітря від $+20^{\circ}\text{C}$ до $+23^{\circ}\text{C}$ з атмосферним тиском 725 мм рт. ст.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.7 – Кріплення датчиків прискорення на нижню обв'язку кузова вагона

Визначення необхідних показників відбувалося за допомогою вимірювального підсилювача Spider-8, який передає усі дані на ПК. Всі значення реєструвалися при плавному і ступінчастому збільшенні частоти впливу, що обурює, від 5,0 до 25 Гц в семи точках кузова, які розташовуються по довжині нижньої поздовжньої обв'язки (рисунок 2.8).



1 – вібромашина; 2 – датчик прискорення Spider-8

Рисунок 2.8 – Схема встановлення вібромашини та датчиків прискорення

У зоні середнього перерізу на підлозі, даху та бічних стінах додатково встановлені датчики прискорення. Фіксування даних було виконано у реальному часі. Отриману інформацію реєструє, перетворює та обробляє обладнання, що беруть участь у випробуванні (рис. 2.9).

Необхідні вимірювання проводилися за принципом індуктивного перетворення механічного руху на електричний сигнал.

Записані сигналограми з датчиків аналізувалися, і, за отриманими даними, будувалися гістограми розподілу процесів від частоти сили, що обурює.



Рисунок 2.9 – Процес фіксації динамічних коливань кузова

У ході випробувань було виявлено значення першої власної частоти згинальних коливань кузова у вертикальній площині, яке має значення 10,8 Гц. Даний показник при розрахунку кінцево-елементної моделі вийшов рівним 12,08 Гц, що говорить про адекватність створеної кінцево-елементної моделі, тому що розбіжність з даними при випробуванні становить 11,9%.

2.5 Розробка варіантів кінцевоелементних схем кузова пасажирського вагона

В даний час, оцінка жорстких характеристик кузова пасажирського вагона, за допомогою кінцевих елементів, полягає у визначенні першої власної частоти згинальних коливань кузова. При цьому маса кузова рівномірно розподіляється по вузлах кінцевоелементної моделі шляхом зміни густини матеріалу. Таке припущення сприяє спотворенню результатів розрахунків, хоча дозволяє швидко описати навантаження кузова.

При рівномірному розподілі маси бруutto по всіх вузлах кінцевоелементної моделі відбувається збільшення маси вузлів кузова складної форми, де спостерігається згущення кінцевої сітки, що призводить до спотворених результатів розрахунку власних частот згинальних коливань.

Як було описано раніше, пасажирський вагон має: великовагове внутрішнє та навісне обладнання; міжкупейні перегородки; розташований на пружних опорах, що спирається на раму настил підлоги, дивани, полиці перегородки. Ці елементи мають значні інерційні характеристики, які впливають на результати розрахунку власних частот кузова.

У зв'язку з цим запропоновано розглянути чотири варіанти розподілу маси елементів кузова вагона вузлами кінцевоелементної моделі:

Перший варіант являє собою пластинчасту кінцеву елементну модель, описану раніше. Маса кузова разом з обладнанням та внутрішнім інтер'єром рівномірно розподілена по всіх вузлах кінцевоелементної моделі.

Другий варіант кінцево-елементної моделі відрізняється від першого тим, що маса кузова рівномірно розподілена по основним великим збірним одиницям кузова, таким як рама, бічні і торцеві стіни, дах. Для кожного з них задається відповідна маса, яка також враховує обладнання, розміщене на даному елементі.

Третій варіант, на відміну від перших двох, передбачає моделювання великовагового обладнання (бак з водою, кондиціонер і підвагонне обладнання) за допомогою тривимірних просторових кінцевих елементів. Маса та інерційні характеристики цих елементів відповідають відповідним одиницям великовагового обладнання вагона. Способи кріплення об'ємних елементів аналогічні кріпленню великовагового обладнання реальної конструкції. Маса, що залишилася, бруutto розподіляється відповідно на кожен відповідальний вузол металоконструкції.

Вагові характеристики та координати центрів ваги елементів великовагового обладнання представлені у таблиці 2.1.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Лівий нижній кут гальмівного кінця вагона прийнятий за початок координат, вісь «х» перетинається з обшивкою лівої бічної стіни, що знаходиться ззовні, вісь «у» перетинає площину верхньої частини балки хребта, перпендикулярно кузову, в той час як вісь «z» спрямована вгору.

Таблиця 2.1 – Маса та координати центрів тяжіння внутрішнього та навісного вагонного обладнання

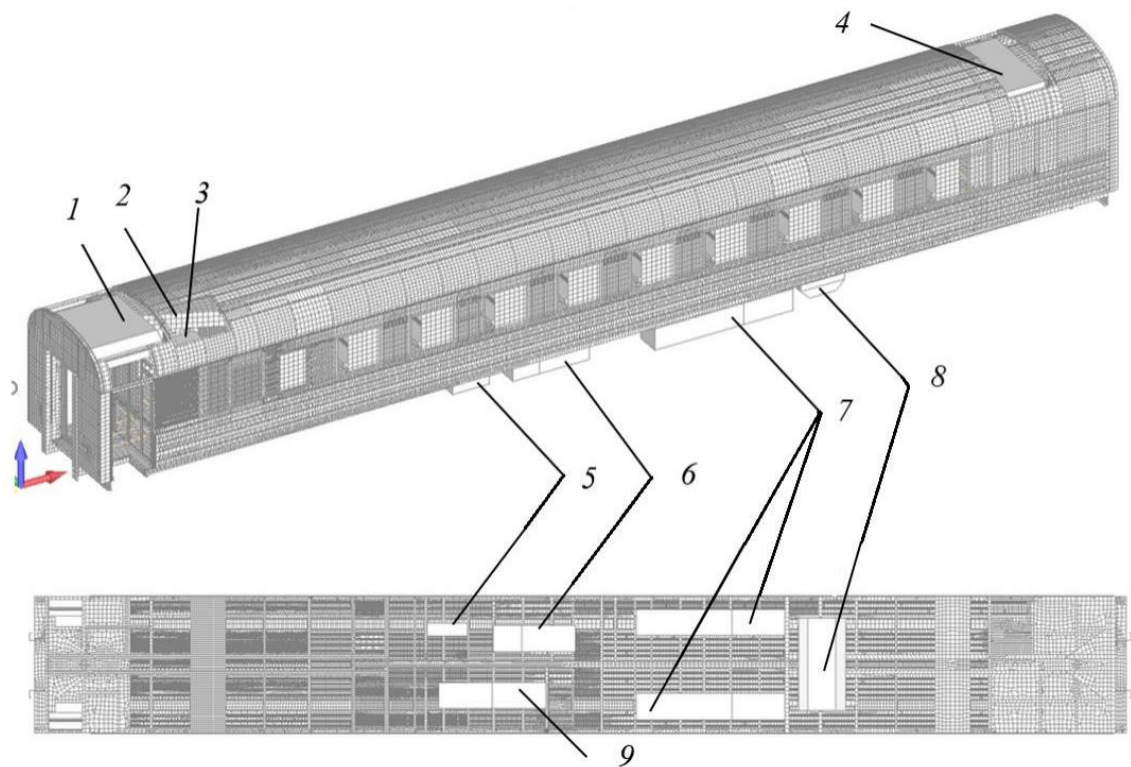
№ з/п	Найменування	Маса, кг	Координати центру тяжіння		
			x	y	z
1	Низьковольтний ящик	220	10,604	0,636	-0,495
2	Низьковольтний ящик	140	9,257	0,574	-0,495
3	Високовольтний ящик	140	9,237	2,372	-0,45
4	Перетворювач	260	11,872	2,353	-0,495
5	Акумуляторний бокс	2400	15,659	1,552	-0,406
6	Фекальний бак	630	18,162	1,552	-0,700
7	Котельне відділення	990	2,690	2,596	1,305
8	Пульт керування	270	3,681	0,529	1,202
9	Кондиціонер	1200	1,273	1,662	2,665
10	Бак для води	650	22,949	1,552	2,764
11	Бак для води	400	21,989	1,552	2,764
Разом		7300			

Розташування великого обладнання на кузові вагона показано на рисунку 2.10. Все великовагове обладнання моделюється однорідними паралелепіпедами, розміри яких відповідають реальним. Баки для води та фекальні баки включені в модель з урахуванням їхнього повного заповнення. Внутрішнє та навісне обладнання кріпиться на кузов за допомогою індивідуальних кронштейнів та балок конструкції, розташованих на даху та рамі. Зв'язок елементів кузова та обладнання здійснювався введенням у відповідні вузли кінцевоелементної моделі стрижневих кінцевих елементів, з жорсткими характеристиками, що відповідають характеристикам реальних елементів кріплення обладнання.

За допомогою зміни щільності матеріалу кузова, було розподілено масу решти обладнання, екіпірування кузова інтер'єру та пасажирів з багажем. Використовується спеціальна залежність визначення щільності i -го елемента кузова:

$$\rho_i = \frac{m_i}{v_i},$$

де m_i – маса елемента кузова з вирахуванням врахованої маси, що має єдину щільність, кг; v_i – Об'єм вагового елемента кузова вагона, м^3 .



1 – кондиціонер; 2 – пульт управління; 3 – відділення котельне; 4 – баки для води; 5 – високовольтний ящик; 6 – перетворювач; 7 – акумуляторний бокс; 8 – фекальний бак; 9 – низьковольтні ящики

Рисунок 2.10 – Розташування великоблочного обладнання на моделі кузова вагона

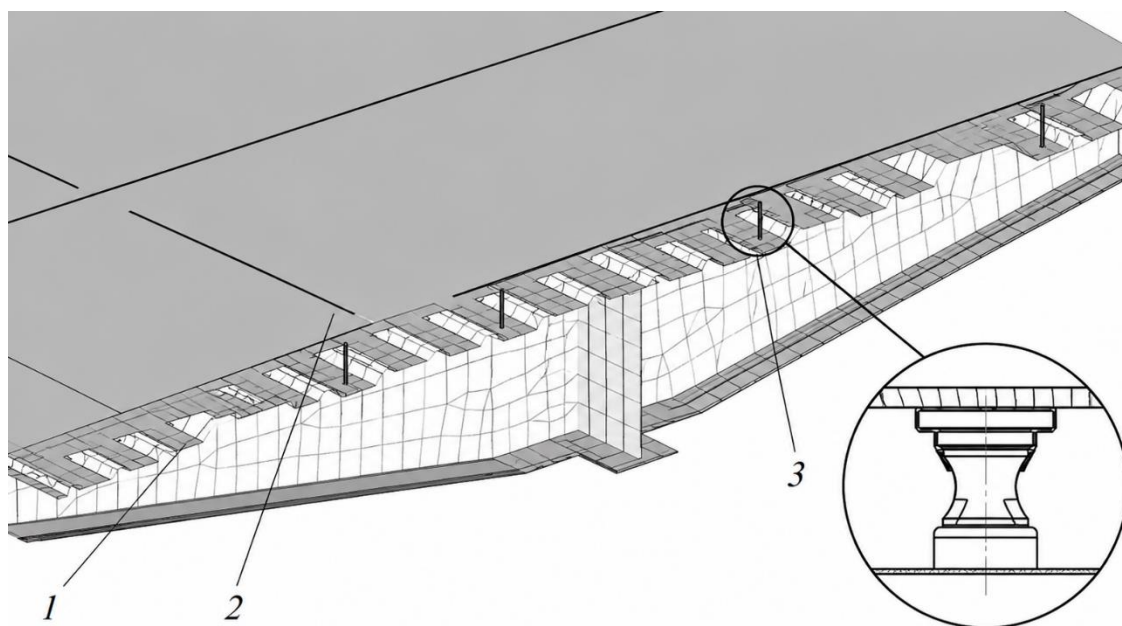
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

43

Четвертий варіант кінцееlementної моделі є кузовом, в якому все великовагове обладнання змодельовано аналогічно третьому варіанту. Крім того, на рамі кузова пластинчастими елементами був змодельований підлоговий настил. Він спирається на сталевий настил рами через еластичні гумові амортизатори. Вони описувалися введенням у модель стрижневих кінцевих елементів, жорсткі властивості яких відповідають реальним елементам конструкції (рис. 2.11). Також у модель були включені міжкупейні перегородки, описані пластинчастими кінцевими елементами з жорсткістю та інерційними характеристиками, що відповідають реальній конструкції (рисунок 2.12). Зв'язки міжкупейних перегородок з внутрішньою обшивкою бічної стіни та підлогою були виконані введенням у відповідні вузли кінцееlementної моделі спеціальних кінцевих стрижневих елементів, що описують елементи кріплення перегородок у конструкції вагона (рисунок 2.13).



- 1 - рама кінцееlementної моделі кузова з металевим настилом підлоги;
2 – підлога салону вагона; 3 – пружний елемент

Рисунок 2.11 –Рама кузова з підлогою на пружних елементах

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

44

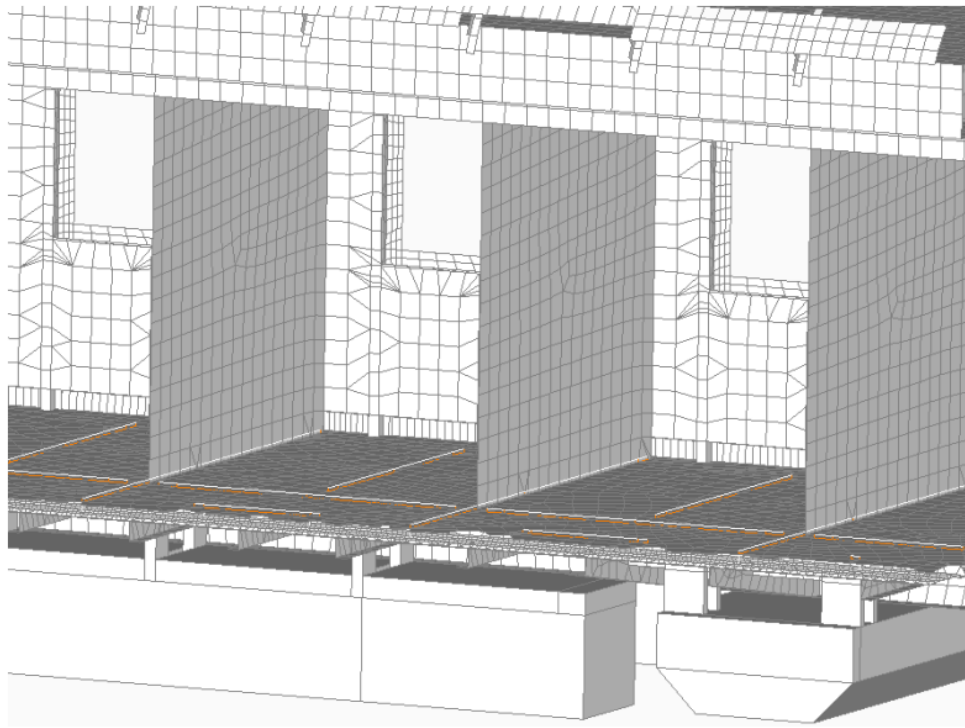


Рисунок 2.12 – Моделювання міжкупейних перегородок

Для опису відносного ковзання тіл, що деформуються при контакті в місцях розбіжності вузлів у програмному комплексі, що реалізує метод кінцевих елементів, використовувалися кінцеві елементи «Slide Line» (Лінія ковзання) [12]. Для них задавалися такі параметри як статичний коефіцієнт тертя f , що вказує на відношення сили тертя між поверхнями вздовж лінії ковзання до сили, прикладеної до цієї лінії ковзання. Коефіцієнт жорсткості C_t , який визначає відносне зміщення Δ_t вузлів ліній ковзання основної та підрядної поверхонь до початку прослизання:

$$C_t = \frac{F_t}{\Delta_t},$$

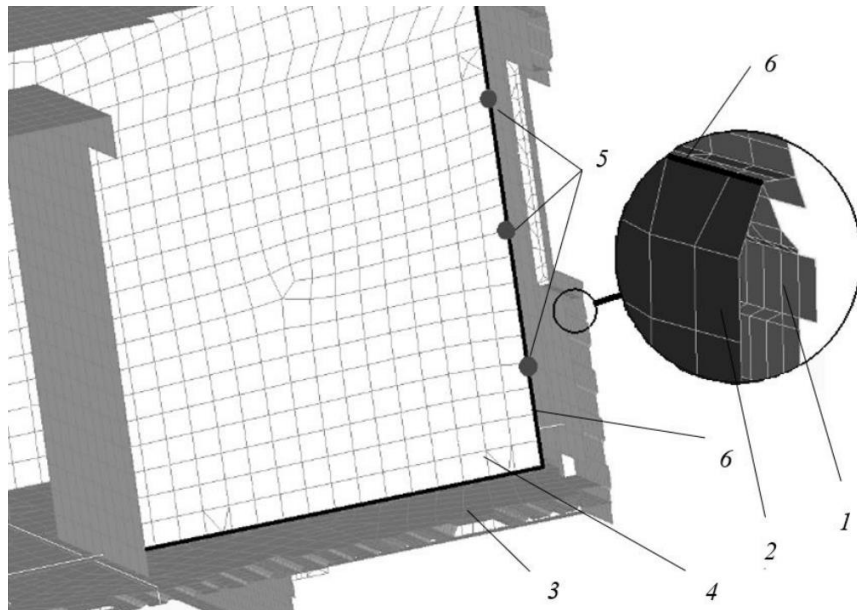
де F_t – сила тертя.

При $F_t < \max F_t$:

$$\max F_t = f \cdot N,$$

де N – нормальне посилення у контактуючих вузлах.

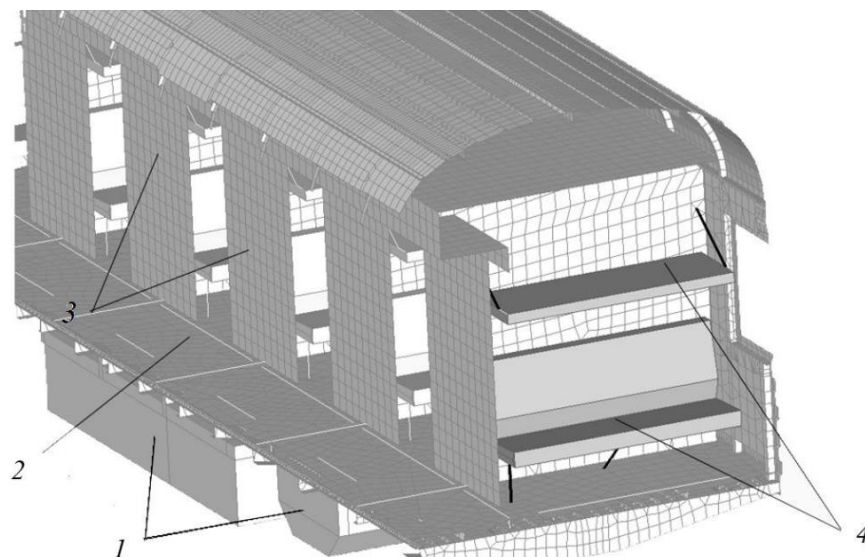
					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – бічна стіна 2 - внутрішня обшивка бічний; 3 – рама кузова із підлогою;
4 – міжкупейна перегородка; 5 – вузли з'єднання міжкупейної перегородки та
внутрішньої обшивки бічної стіни; 6 – кінцеві елементи «Slide Line»

Рисунок 2.13 – З'єднання внутрішньої обшивки бічної стіни та підлоги з
міжкупейною перегородкою

Складові інтер'єру вагона, такі як дивани та полиці, описувалися введенням об'ємних кінцевих елементів, розміри та інерційні характеристики яких відповідають реальним елементам інтер'єру. Їхня взаємодія з елементами кузова описувалося аналогічно перегородкам 1 шляхом введення у відповідні вузли стрижневих кінцевих елементів (рисунок 2.14). Неврахована маса (маса пасажирів з багажем) була рівномірно розподілена на дивани та полиці.



1 - великовагове обладнання; 2 – підлога на пружних елементах;

3 – міжкупейні перегородки; 4 – дивани та полиці

Рисунок 2.14 – Складові інтер'єру вагона, змодельовані об'ємними кінцевими елементами

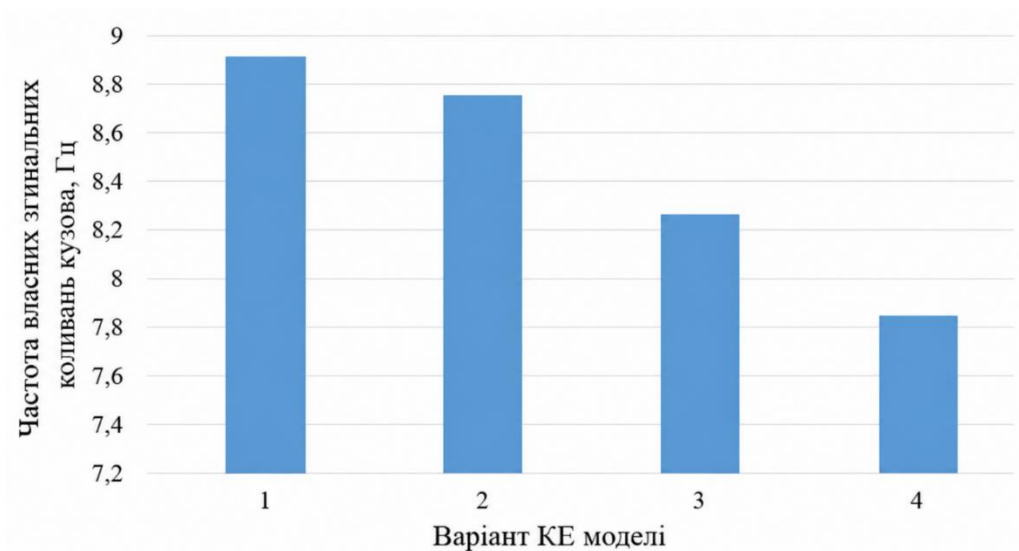
Для кожного варіанта кінцеелементної моделі були визначені основні розрахункові критерії, такі як величина першої власної частоти згинальних коливань і максимальна напруга (таблиця 2.2), що відповідають першому та третьому розрахунковим режимам Норм проектування вагонів [13].

Таблиця 2.2 – Величини власної частоти згинальних коливань та напруг

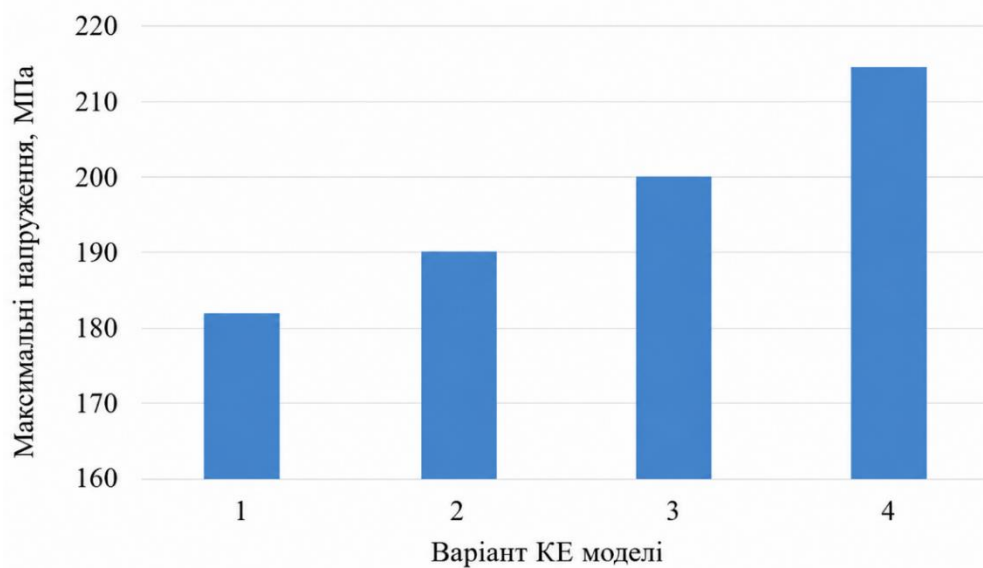
№ варіанта КЕ моделі	Власні частоти, Гц	Максимальні напруження, МПа
1	8,92	181,9
2	8,75	190,2
3	8,26	199,7
4	7,87	214,7

В результаті аналізу отриманих результатів було встановлено, що перший і другий варіанти кінцевих елементів мають відмінності за частотами

1,9%, за напругою відмінності становлять 4,3%. Другий і третій варіанти у свою чергу розрізняються на 5,6% - за частотами і на 4,7% - за напругою. Відмінності між третім та четвертим варіантами кінцевоелементних моделей становлять 4,7 % – за частотами та 8,3 % – за напругою (рисунок 2.15).



а)



б)

а – зміни щодо власних частот;

б – зміни за величиною максимальної напруги

Рисунок 2.15 – Відмінності розрахункових критеріїв для варіантів кінцевих елементів моделей

Різниця значень першої власної частоти згинальних коливань та максимальної напруги з експериментом становить:

- для першого варіанта 10,4% за частотами, 20% за напругою;
- для другого варіанта 8,6% за частотами, 16% за напругою;
- для третього варіанта 3,2% за частотами, 12% за напругою;
- для четвертого варіанта 1,6% за частотами, 5,8% за напругою.

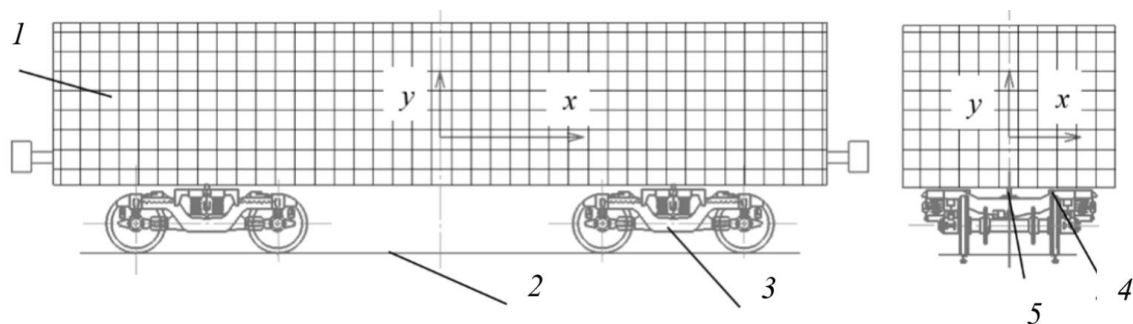
Отримані результати свідчать про доцільність використання кінцевих елементів з реальним розподілом маси великовагового обладнання та елементів внутрішнього інтер'єру салону для розрахунку першої власної частоти згинальних коливань кузова, а також аналізу міцності металоконструкції.

2.6 Розробка динамічної моделі кузова пасажирського вагона

Було проведено аналіз впливу способу розподілу маси кузова вагона по вузлах кінцевоелементної моделі на результати моделювання руху вагона по нерівностях колії. Аналіз динамічної навантаженості кузова був виконаний із застосуванням просторової гібридної динамічної моделі. Вона є системою пов'язаних абсолютно твердих і пружних тіл, які моделюють коливання елементів вагона в просторі при русі. Пружні коливання кузова вагона описуються в моделі на основі кінцевих елементів, описаних вище. Включення у твердотісну модель вагона «пружного кузова» здійснюється за допомогою модуля UMFEM.

Модуль за допомогою підсистем, приєднаної системи координат, пов'язаних підструктур та кінцевих елементів дозволяє сформувати математичну модель вагона, що включає пружні тіла [14, 15, 16]. Варіанти динамічних моделей пасажирського вагона складаються з кузова, який з'єднується силовими елементами із двома твердотілими підсистемами – візками (рис. 2.16).

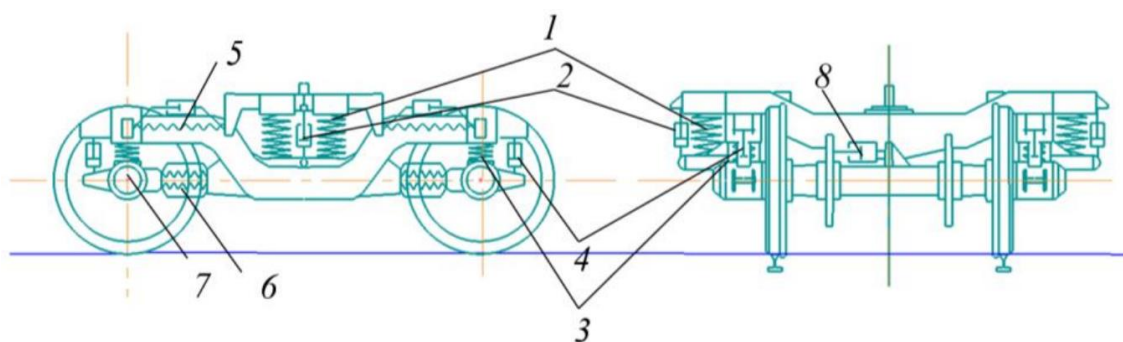
					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – кузов; 2 – нерівності рейкового шляху; 3 – підсистема візка;
4 – силовий контактний елемент, що моделює спирання кузова вагона на ковзуни; 5 – лінійний силовий елемент, що моделює обмеження горизонтальних переміщень кузова щодо надресорного бруса у п'ятниковому вузлі.

Рисунок 2.16 – Структурна схема гібридної динамічної моделі пасажирського вагона

Динамічна модель візка сформована сукупністю абсолютно твердих тіл із реальними геометричними та інерційними характеристиками. З'єднання абсолютно твердих тіл здійснено з використанням кінематичних та силових елементів (рис. 2.17), що входять до стандартного набору програмного комплексу.



1 – лінійний силовий елемент, що моделює пружини центрального підвішування; 2 – дисипативний лінійний біполярний силовий елемент, що моделює вертикальний гасник коливань центрального підвішування;

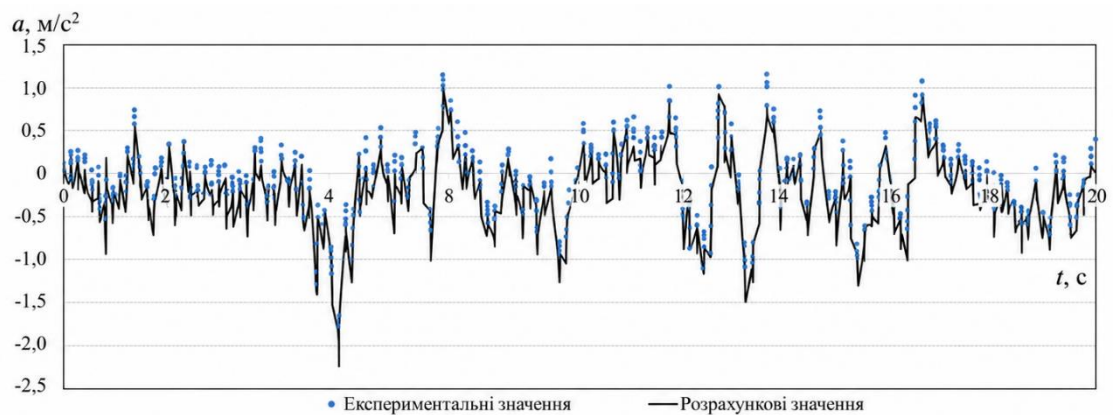
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

3 – лінійний силовий елемент, що моделює пружини буксового підвішування; 4 – дисипативний лінійний біполярний силовий елемент, що моделює вертикальний гасник коливань буксового підвішування; 5 – пружно-дисипативний лінійний біполярний силовий елемент, що моделює поздовжній повідець центрального підвішування; 6 – пружно-дисипативний лінійний біполярний силовий елемент, що моделює буксовий повідець; 7 – обертальний шарнір, що моделює буксу; 8 – дисипативний лінійний біполярний силовий елемент, що моделює горизонтальний гасник коливань центрального підвішування.

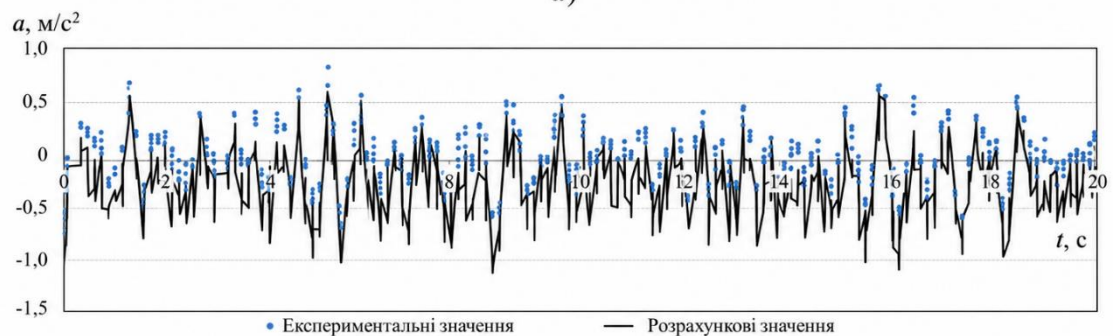
Рисунок 2.17 – Структурна схема підсистеми «візок»

Контактна взаємодія колеса з рейкою реалізована в рамках моделі двоточкового контакту, яка запропонована в роботі [17] та апроксимуючої сили кріпа аналітичними виразами з обчисленням коефіцієнт кріпа за формулою Мюллера. Сили кріпа розраховувалися за допомогою алгоритму FASTSIM, що базується на лінійній теорії Калкера. За ГОСТ 10791-2011 при моделюванні профіль колеса приймається як стандартний незношений, а профіль рейки типу Р65/Р65К згідно з ГОСТ Р 51685-2022 приймається як незношений. Створена гібридна модель пасажирського вагона була верифікована за допомогою даних динамічних ходових випробувань, які проводилися для досліджуваного вагона на прямій ділянці шляху при швидкості руху 160 км/год.

Отримані при випробуваннях значення середньоквадратичних прискорень були зіставлені з даними, виконаними під час розрахунку гібридної моделі. Як приклад наведено графіки зміни показників прискорень протягом часу для даних, отриманих при випробуваннях та даних входу розрахунку (рисунок 2.18).



а)



б)

а – на прямій ділянці; б – у кривих

Рисунок 2.18 – Зміна показників прискорень протягом часу

Динамічні характеристики вагона досліджувалися на прямих та кривих ділянках колії. Діапазон швидкостей на цих відрізках колії варіюється від 20 до 160 км/год з інтервалом 20 км/год. Рух вагона моделювався з урахуванням нерівностей колії колії. Відповідно до РД 32.68-96 [18] зазначені нерівності формувалися на підставі функції спектральної щільності еквівалентної розрахункової нерівності у вертикальному та горизонтальному напрямках. Відповідно до [19] моделювання проходження вагоном на аналізованій швидкості кривих ділянок колії проводиться з мінімально допустимим значенням радіусу кривої. Залежність швидкості руху вагона від радіусу кривої представлена таблиці 2.3.

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

52

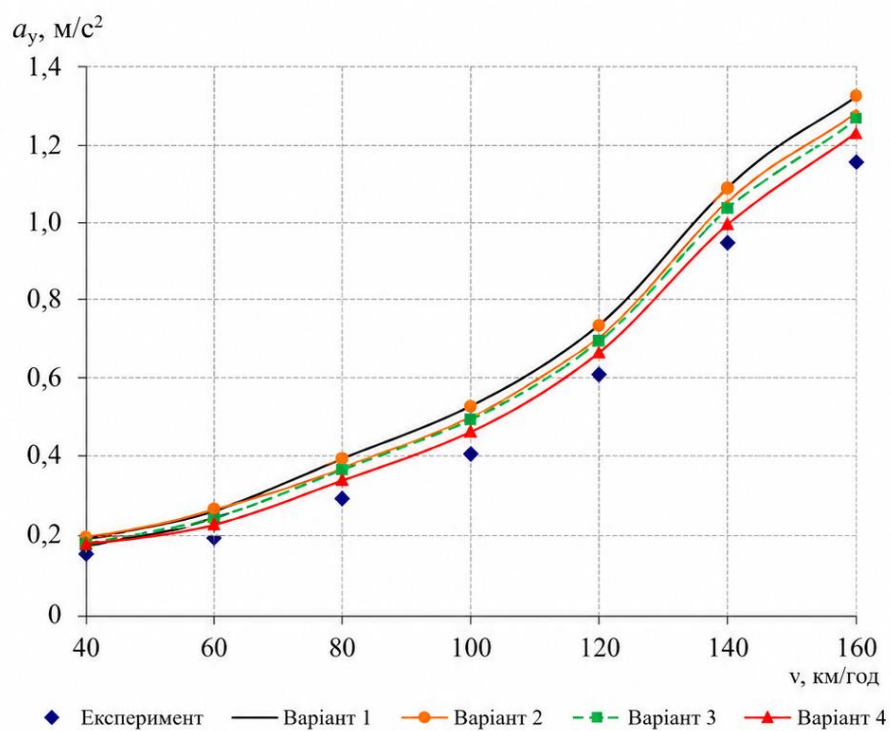
Таблиця 2.3 – Швидкість проходження кривої залежно від її радіусу

Параметр	Радіус кривий, м			
	300	500	700	1200
Швидкість проходження кривої, км/год	80	100	120	160

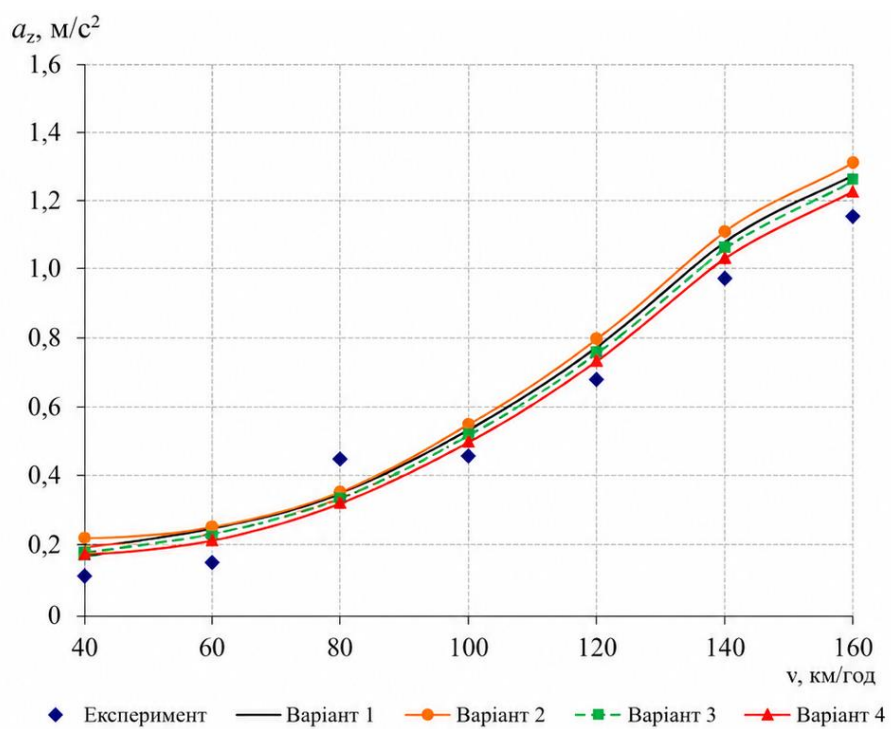
В результаті зіставлення даних, отриманих у ході ходових випробувань та даних, отриманих шляхом комп'ютерного моделювання, була проведена оцінка показників динаміки кожного варіанта динамічної моделі, що відрізняються варіантом опису пружних властивостей кузова. Отримані при випробуваннях значення середньоквадратичних прискорень були зіставлені з даними, отриманими під час розрахунку гібридної моделі. Графіки залежності показників ходової динаміки від швидкості руху представлені рисунки 2.19 – 2.23. Розглядалися вертикальні та горизонтальні прискорення в середині кузова a_v , a_g ; коефіцієнт вертикальної динаміки K_{dv} та рамна сила N_p у зоні підп'ятника негальмового кінця вагона; величини плавності ходу у середині кузова W_v – у вертикальному напрямі, W_g – у горизонтальному напрямі.

Різниця показників експериментальних даних із показниками, отриманими розрахунковим шляхом для кожного з варіантів розрахункової схеми наведена у таблиці 2.4.

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що динамічна модель вагона з четвертим варіантом кінцевоеlementної схеми кузова має ближчі значення наведених показників з результатами експерименту.



а)



б)

а – на прямій ділянці; б – у кривих

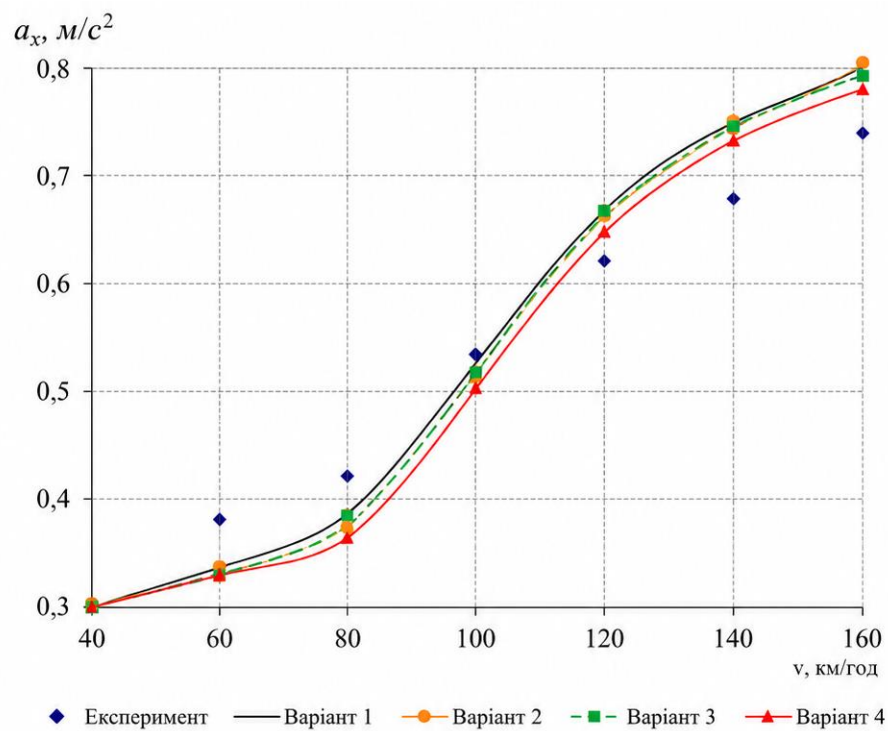
Рисунок 2.19 – Залежність вертикальних прискорень від швидкості руху вагона

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

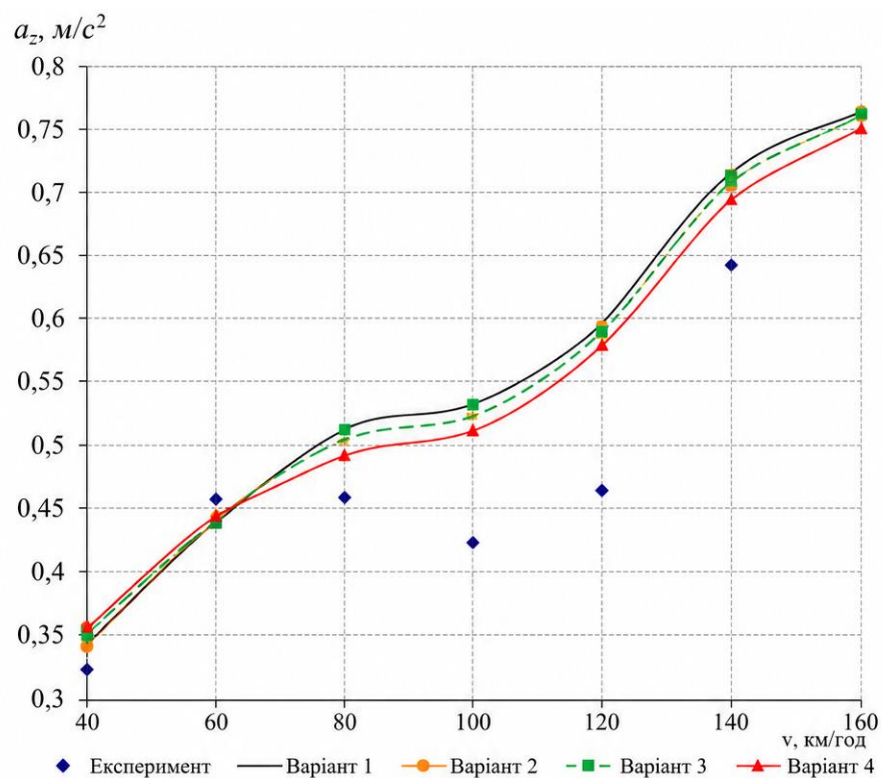
РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

54



а)



б)

а – на прямій ділянці; б – у кривих

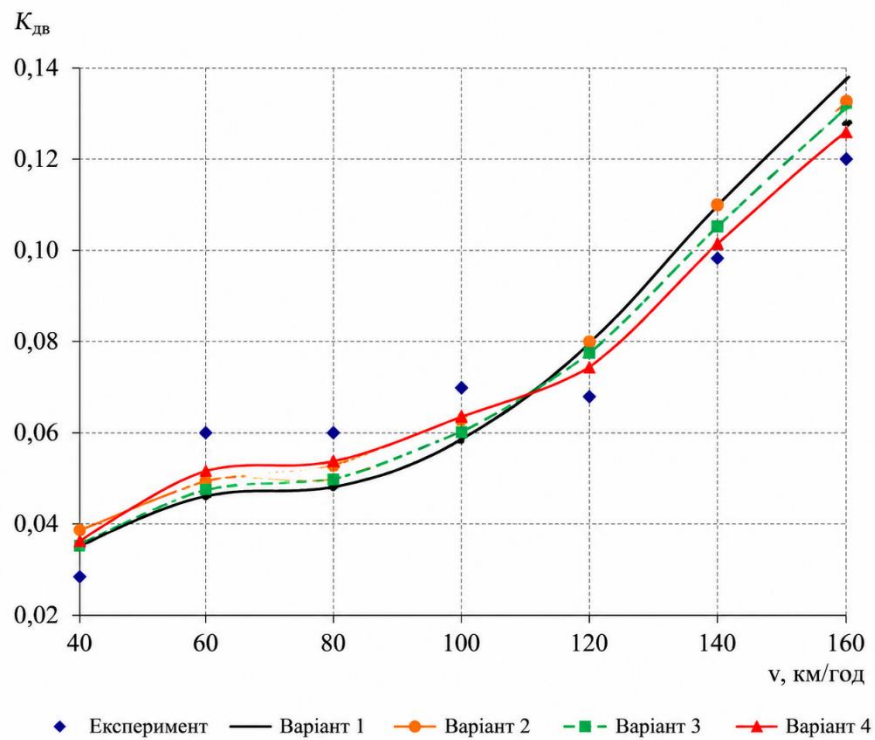
Рисунок 2.20 – Залежність горизонтальних прискорень від швидкості руху вагона

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

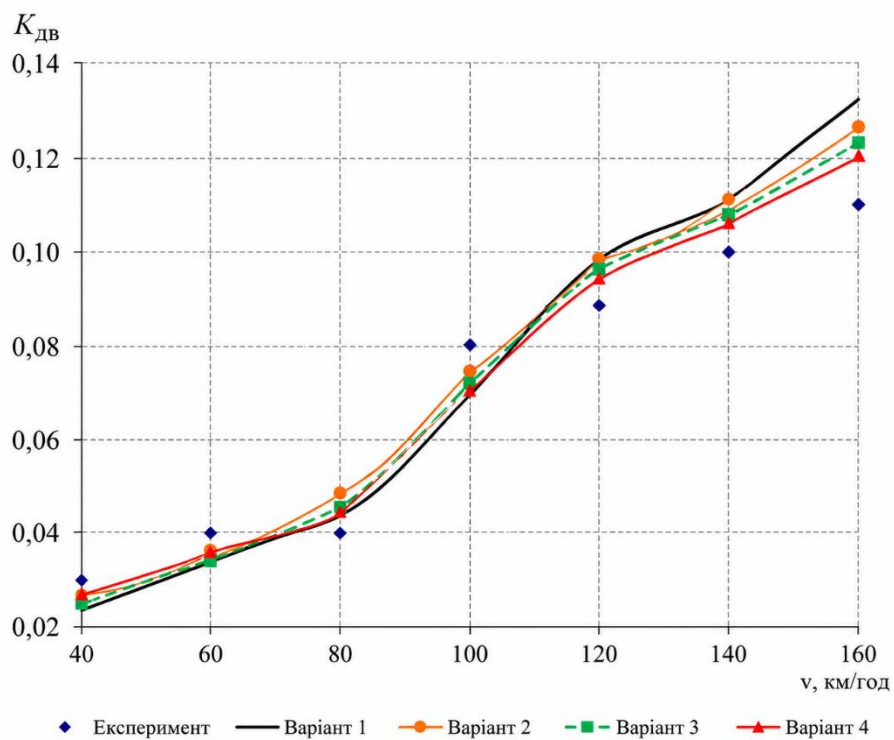
РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

55



а)



б)

а – на прямій ділянці; б – у кривих

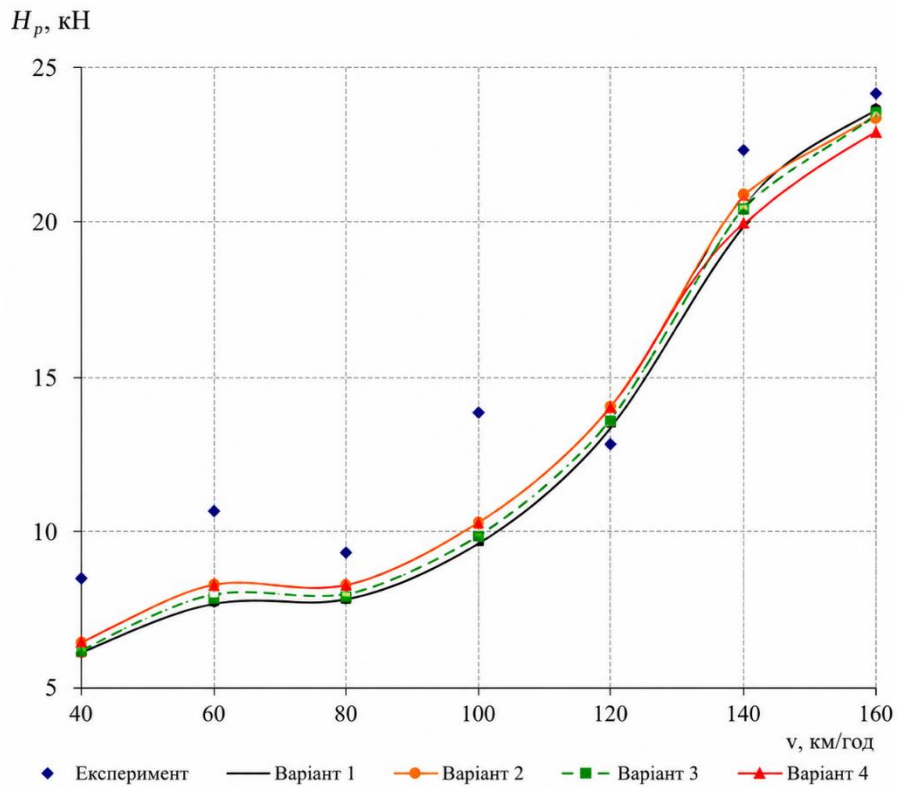
Рисунок 2.21 – Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки кузова негальмового кінця вагона від швидкості руху

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

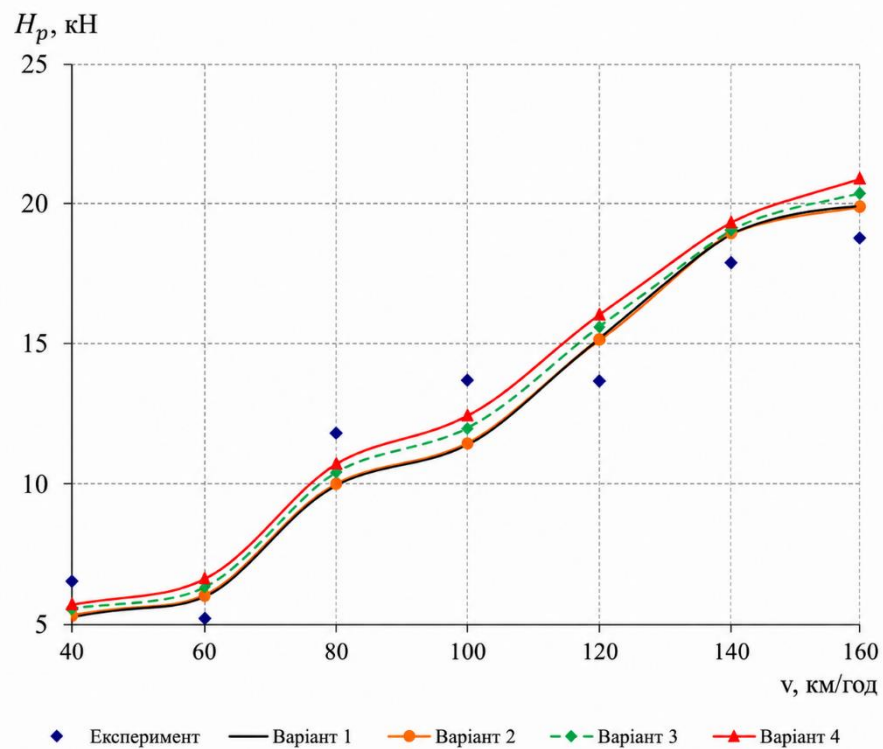
РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

56



а)



б)

а – на прямій ділянці; б – у кривих

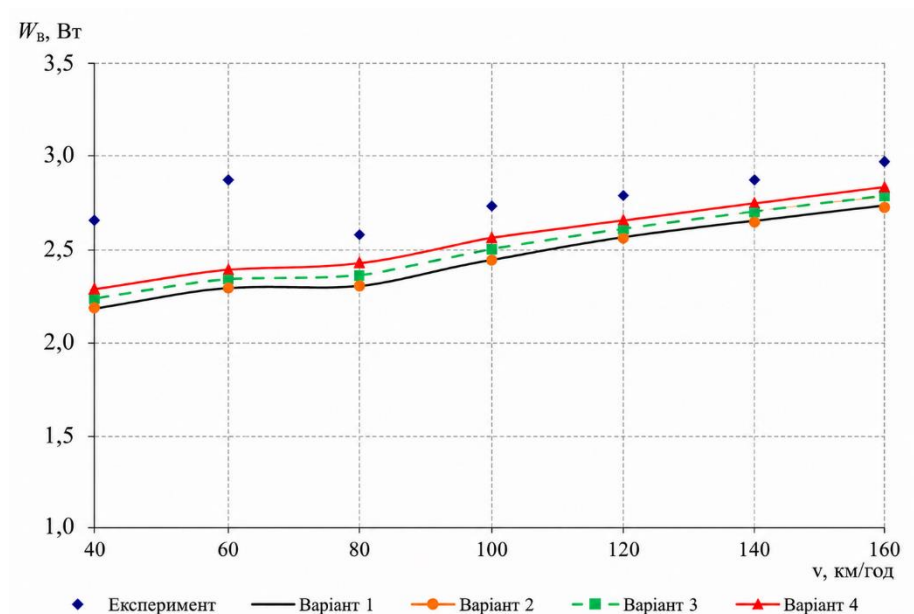
Рисунок 2.22 – Залежність бічної сили, що діє на раму візка кузова негальмового кінця вагона від швидкості руху

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

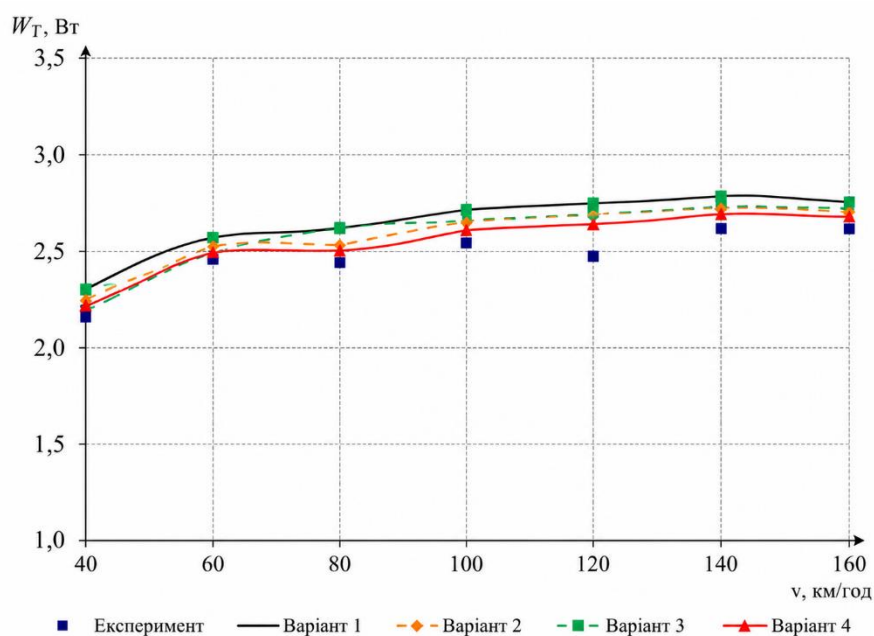
РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

57



а)



б)

а – у вертикальному напрямку; б – у горизонтальному напрямку

Рисунок 2.23 – Залежність показника плавності ходу в середині кузова від швидкості руху вагона на прямій ділянці колії

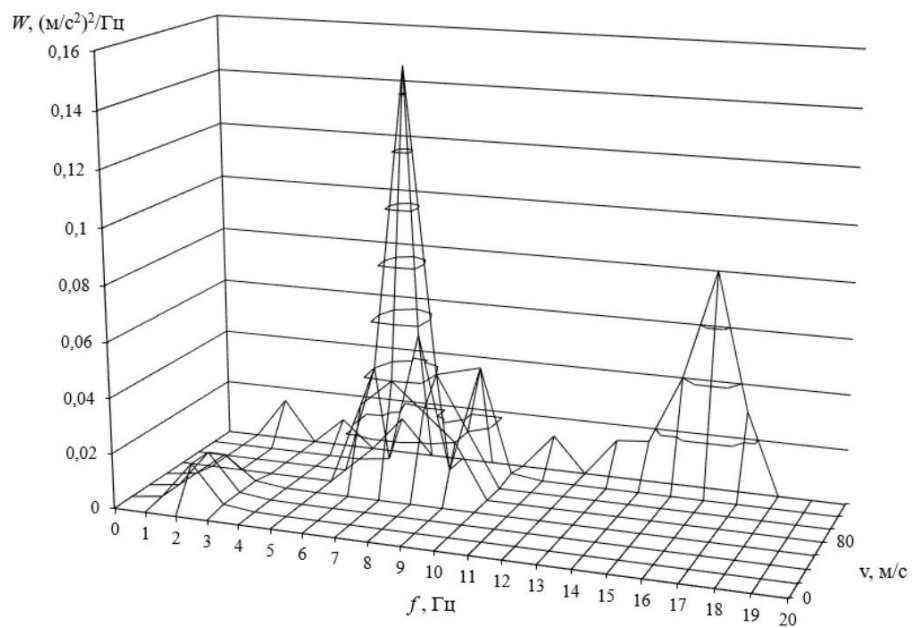
Додатково було зроблено порівняння спектральної щільності вертикального прискорення (W) для різних частот коливань (f) та швидкостей руху (v) отриманих розрахунковим шляхом та експериментально при натурних ходових випробуваннях.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

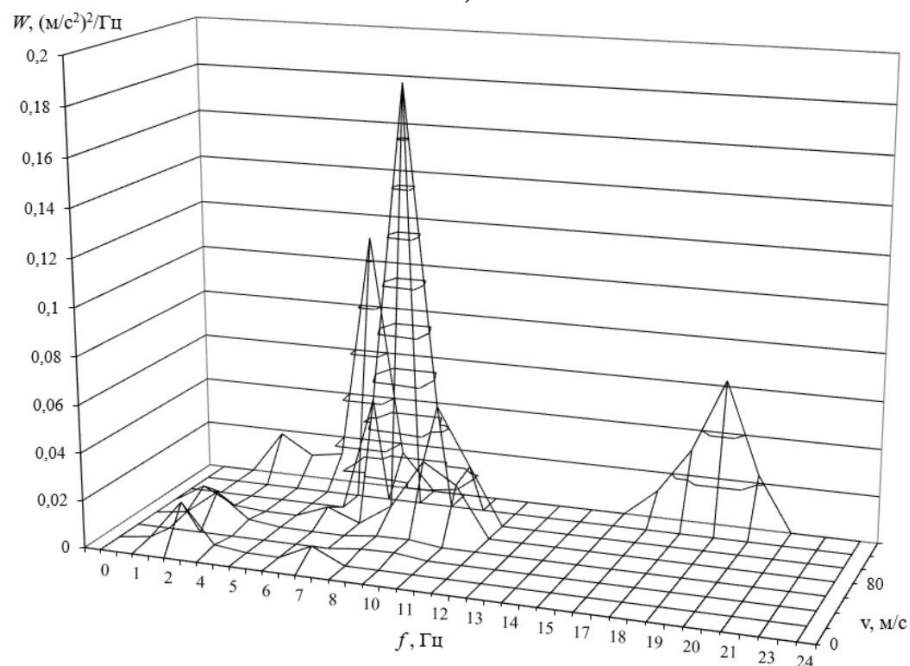
Як приклад, на рисунку 2.24 наведено графіки залежності спектральної щільності вертикального прискорення від частоти коливань, на швидкостях руху від 20 км/год до 140 км/год у середньому перерізі кузова.

Таблиця 2.4 – Різниця значень розрахункових показників з експериментом

Розрахункові показники	Ділянка шляху	Варіанти моделі			
		1	2	3	4
		Різниця з експериментом, %			
Вертикальні прискорення	пряма	14,66	12,51	10,94	7,15
	крива	21,70	19,80	10,85	10,70
Горизонтальні прискорення	пряма	10,14	9,96	5,53	2,96
	крива	13,40	10,73	9,11	5,10
Коефіцієнт динаміки	пряма	15,13	13,85	11,15	7,81
	крива	12,95	11,70	11,05	5,60
Рамна сила	пряма	16,26	12,67	9,29	7,08
	крива	13,95	10,03	7,02	5,30
Плавність ходу у вертикальному напрямку	пряма	6,40	6,00	4,20	2,80
	крива	12,20	7,41	5,51	3,25
Плавність ходу у горизонтальному напрямку	пряма	4,55	4,31	3,38	2,41
	крива	11,96	7,92	5,89	3,49



a)



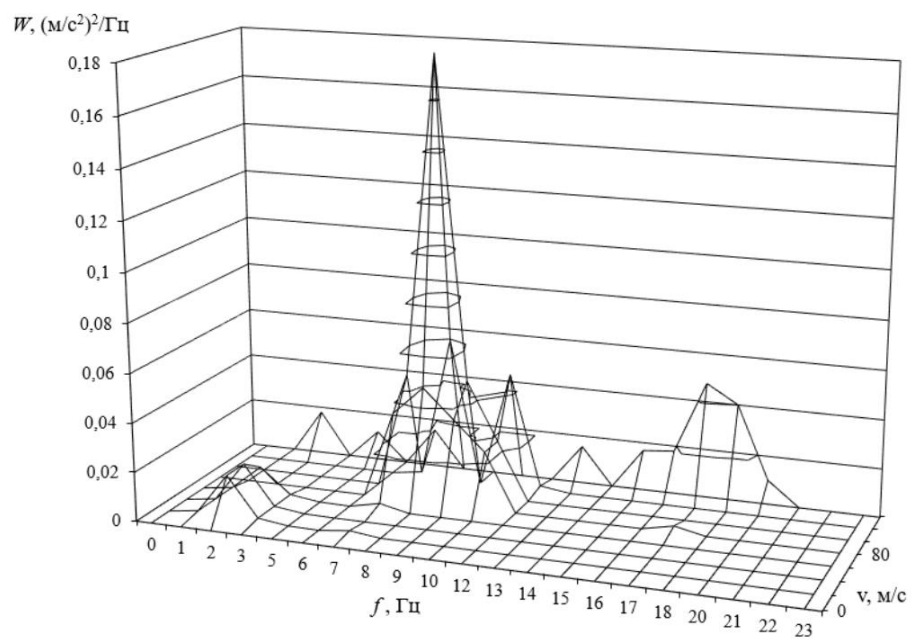
б)

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

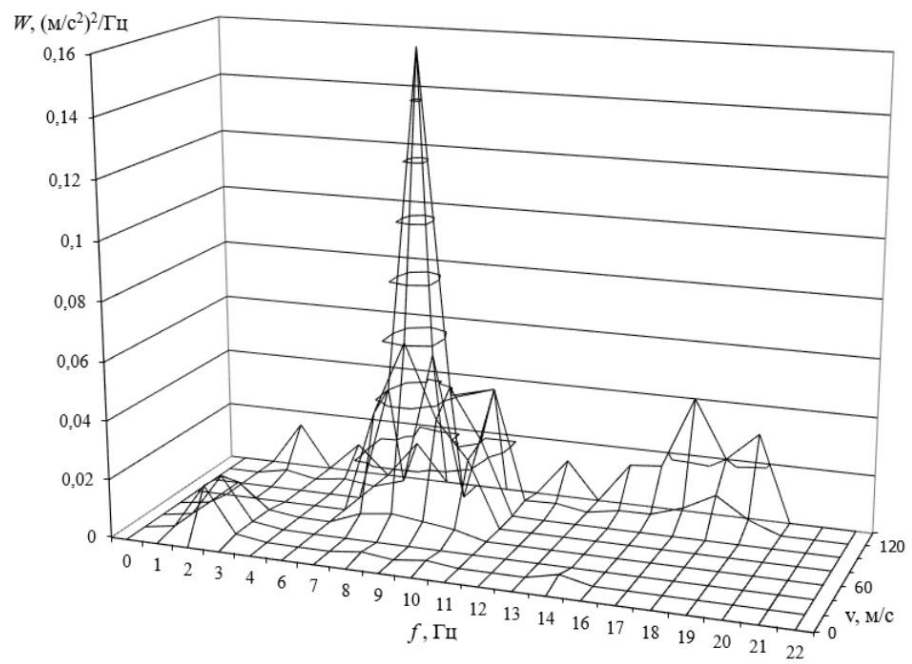
РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

60



б)



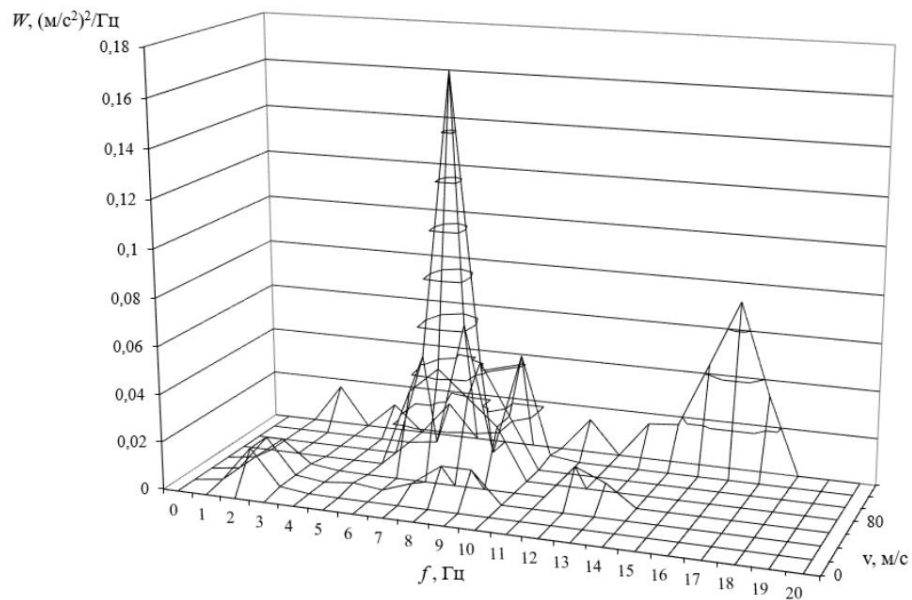
в)

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

61



д)

а – експериментальні значення; б – перший варіант кінцевоелементної моделі; в – другий варіант кінцевоелементної моделі; г – третій варіант кінцевоелементної моделі; д – четвертий варіант кінцевоелементної моделі

Рисунок 2.24 – Залежність спектральної щільності вертикального прискорення від частоти коливань кузова в середньому перерізі на рівні підлоги

У результаті зіставлення отриманих розрахункових даних з результатами натурних ходових випробувань було встановлено, що (рис. 2.25):

- перший варіант кінцевоелементної моделі має відмінності на 19...20% за частотами та на 20...24% за значеннями спектральної щільності потужності;
- другий варіант кінцевоелементної моделі має відмінності на 14...17% та 17,5...21%;
- третій варіант кінцевоелементної моделі має відмінності на 10 ... 12% і 12 ... 16%;
- четвертий варіант кінцево-елементної моделі має відмінності на 7,0 ... 9,0% і 9,0 ... 11%.

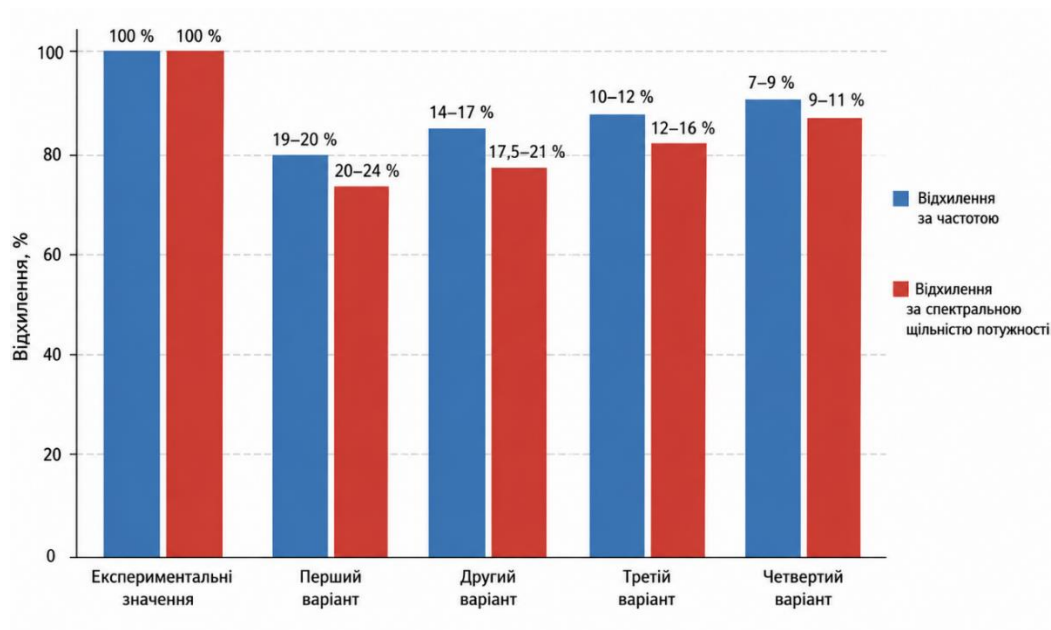


Рисунок 2.25 – Зіставлення отриманих даних із натурними ходовими випробуваннями

Провівши аналіз отриманих даних, було зроблено висновок, що четвертий варіант кінцевоеlementної моделі має результати, більш наближені до значень, отриманих при випробуваннях, що говорить про те, що даний варіант схеми найбільше підходить для подальшого дослідження жорстких характеристик кузова пасажирського вагона.

3. ВИБІР КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЖОРСТКОСТІ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

3.1 Способи покращення жорсткості кузова пасажирського вагона

Аналіз способів забезпечення необхідних значень жорстких показників кузовів пасажирських вагонів дозволив виділити кілька основних конструктивних рішень, що сприяють збільшенню жорсткості кузова:

- 1 – неплоскі бічні стіни (стіни циліндричної форми великого радіусу);
- 2 – нанесення спеціальних амортизуючих покриттів на бічні стіни;
- 3 – підвищення площі поперечних несучих елементів кузова або введення додаткових поздовжніх елементів контур поперечного перерізу;
- 4 – встановлення додаткових несучих перегородок.

Використання неплоских бічних стінок у конструкції кузова не тільки сприяє збільшенню жорсткості, але також підвищує аеродинамічні показники вагона. Однак цей спосіб найчастіше використовується для високошвидкісного рухомого пасажирського складу. Стандартні спальні вагони мають плоскі бічні стіни з комбінованою обшивкою, що свідчить про неефективність першого методу для даного типу кузовів, т.к. це вимагатиме значних інвестицій у розбудову технологічних процесів їх виробництва, ускладнить процес збирання стін та призведе до неповного використання габаритів рухомого складу.

Другий метод нанесення спеціальних покриттів, що амортизують, на бічні стіни також не ефективний, оскільки вимагає використання у виробництві дорогих полімерних матеріалів і, як і в першому випадку, пов'язаний зі зміною технологічного процесу з виготовлення кузовів пасажирського вагона.

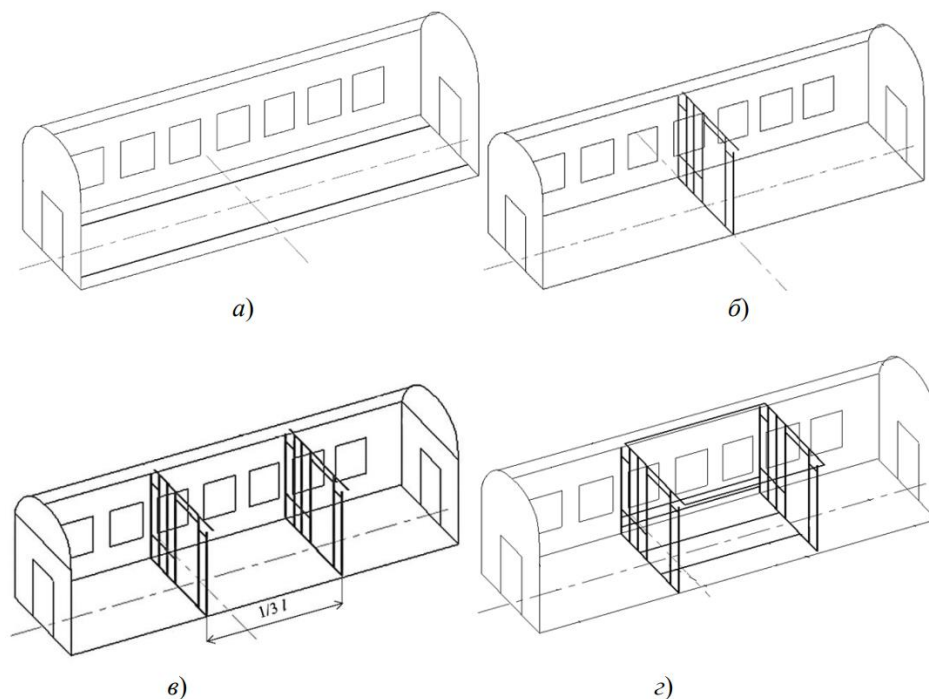
Третій та четвертий методи збільшення жорсткості найбільш доцільні у використанні, тому що не вимагають значних змін у технології виробництва.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім цього, перегородки та додаткові поздовжні підсилювальні елементи виготовляються з типових профілів, які зазвичай використовуються у вагонобудівній індустрії, що дозволяє зменшити собівартість проекту модернізації.

Відповідно до викладеного, можливість впровадження додаткових поздовжніх елементів або несучих перегородок у конструкцію вітчизняних кузовів пасажирських вагонів є перспективним методом збільшення їх жорсткості. Рекомендується застосовувати запропоновані конструктивні рішення в кузовах пасажирських вагонів, які не є самохідними та використовуються разом із локомотивними тягами.

На основі аналізу способів підвищення жорсткості конструкції кузова пасажирського вагона було запропоновано чотири варіанти посилень, які представлені на рисунку 3.1:



а – встановлення поздовжніх елементів на рамі вагона; б – установка несучої перегородки; в – установка двох несучих перегородок; г – установка двох несучих перегородок, пов'язаних між собою поздовжніми елементами

Рисунок 3.1 – Варіанти конструктивних рішень щодо збільшення жорсткості кузова

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		65

1 – посилення рами шляхом введення додаткових поздовжніх елементів;

2 – встановлення додаткової несучої перегородки в середньому перерізі кузова;

3 – установка двох несучих перегородок з відривом $1/3$ довжини рами;

4 – установка двох несучих перегородок на відстані $1/3$ довжини рами, пов'язаних між собою поздовжніми елементами, розташованими на даху, рамі та бічних стінах кузова.

3.2 Розробка конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості несучої конструкції кузова

Для оцінки ефективності вище запропонованих варіантів підвищення жорсткості несучої конструкції кузова була використана уточнена методика оцінки першої власної згинальної частоти коливань кузова, описана в другому розділі даної роботи. Відповідно до запропонованої методики для кожного варіанта конструктивних рішень (рисунк 3.1) у середовищі промислового програмного комплексу створювалися кінцеві елементні схеми кузова.

Як основні розрахункові критерії розглядалися величини першої власної частоти згинальних коливань, максимальних напруг у зоні посилень, від дії навантажень, що відповідають першому та третьому розрахунковим режимам «Норм на проектування вагонів» [13], а також величина збільшення маси конструкції кузова.

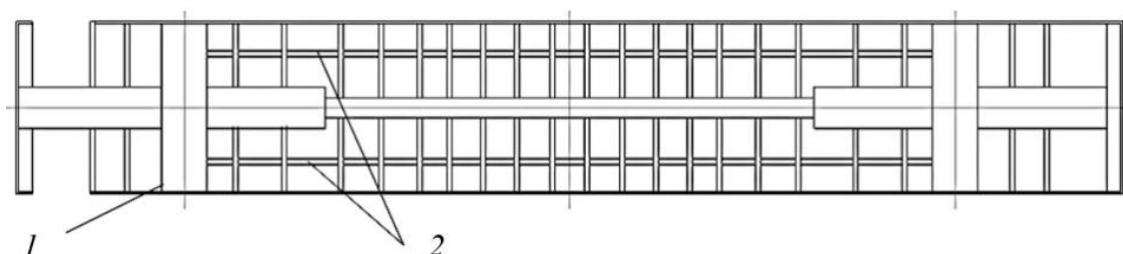
3.2.1 Посилення рами вагона шляхом введення додаткових поздовжніх елементів

Посилення рами кузова пасажирського вагона поздовжніми елементами реалізується згідно з рисунком 3.2. Як поперечні перерізи обрані наступні варіанти, представлені в таблиці 3.1.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Варіанти поздовжніх елементів

№ варіанта	Профіль
1	Швелер сталевий гнутий рівнополичний ДСТУ 8278:2015 100×60×60×4
2	Профіль сталевий гнутий замкнутий зварний квадратний і прямокутний для будівельних конструкцій ДСТУ EN 10219-1:2019 100×100×4
3	Кутик сталевий гнутий рівнополичний ДСТУ EN 10219-2:2019 100×100×4
4	Профіль сталевий гнутий швовний ДСТУ 8933:2019 100×110×49×4



1 – рама кузова; 2 – поздовжні елементи

Рисунок 3.2 – Схема розташування поздовжніх елементів, що підсилюють, на рамі кузова.

З використанням середовища програмного комплексу, який реалізує метод кінцевих елементів, було проведено моделювання стрижневими елементами запропонованих додаткових поздовжніх складових рами вагона. Це дозволило підібрати оптимальні перерізи профілів, які додадуть додаткову жорсткість конструкції. У ході аналізу було отримано результати, які подано у таблиці 3.2.

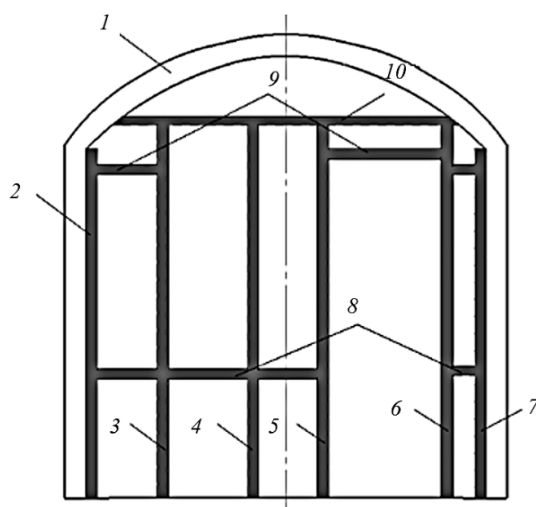
Таблиця 3.2 – Значення основних розрахункових критеріїв

№ варіанта	Власні частоти, Гц	Максимальні напруження, МПа	Збільшення маси конструкції, кг
1	8,13	169,4	110
2	8,19	156,3	199
3	8,11	178,2	103
4	8,15	172,1	129

Проаналізувавши в ході розрахунку отримані дані, було прийнято рішення як раціональний варіант посилення рами кузова вибрати другий варіант, він володіє найбільшими жорсткими характеристиками.

3.2.2 Встановлення додаткової перегородки в середньому перерізі кузова

Як конструкцію додаткової несучої перегородки, встановленої в середньому перерізі кузова пропонується варіант за типом міжкупейної перегородки (рисунок 3.3).



1 – кузов; 2, 3, 4, 5, 6, 7 – вертикальні стійки; 8, 9, 10 – поздовжні стрінгери

Рисунок 3.3 – Схема несучої перегородки в середньому перерізі кузова

Для забезпечення додаткової жорсткості кузова за допомогою несучої перегородки у дослідженні було представлено десять варіантів конструкції з різними типами перерізів стійок та стрінгерів.

Для проектування були використані стандартні перерізи, що застосовуються у вагонобудуванні, такі як зетовий профіль, швелер, рівнополочний куточок і нерівнополочний куточок. З використанням середовища програмного комплексу, що реалізує метод кінцевих елементів, було проведено моделювання несучої перегородки стрижневими елементами для підбору варіантів раціональних перерізів стійок і стрінгерів, які додадуть додаткову жорсткість конструкції. У ході підбору було отримано результати, які подано у таблиці 3.4.

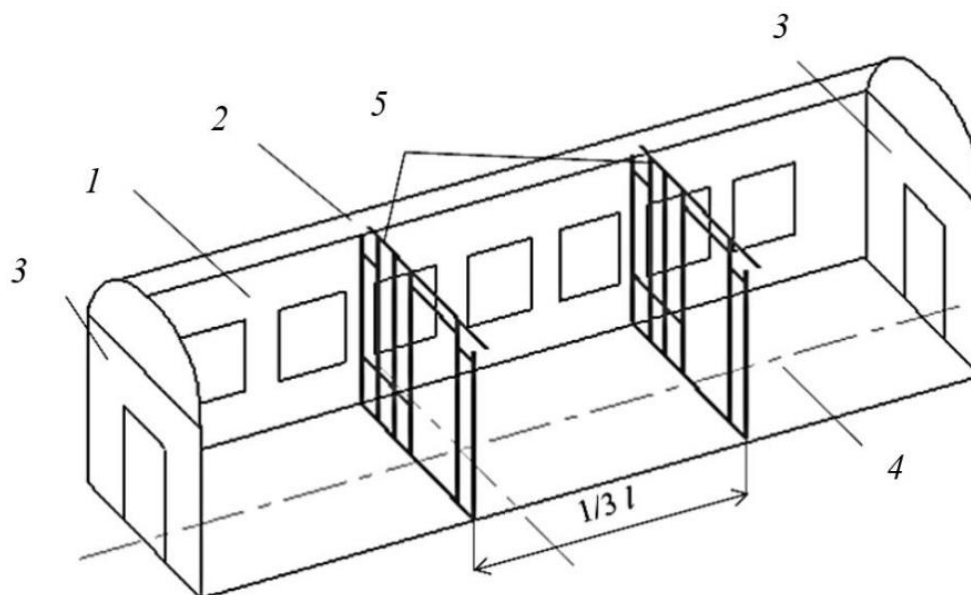
Таблиця 3.3 – Значення основних розрахункових критеріїв

Варіанти	Власні частоти, Гц	Максимальні напруження, МПа	Збільшення маси конструкції, кг
1	8,18	159,2	79
2	8,08	173,2	53
3	8,08	170,1	55
4	8,10	168,2	56
5	8,13	160,3	66
6	8,12	163,4	62
7	8,12	165,7	59
8	8,15	159,8	71
9	8,07	173,9	53
10	8,11	166,2	572

Проаналізувавши в ході розрахунку отримані дані, було прийнято рішення, як раціональний варіант посилення кузова за допомогою установки несучої перегородки в середньому перерізі кузова, вибрати перший варіант, який володіє найбільшими жорсткими характеристиками.

3.2.3 Встановлення двох несучих перегородок, що знаходяться одна від одної на відстані $\frac{1}{3}$ довжини рами

Конструкцію каркасів двох несучих перегородок, як і попередньому варіанті, пропонується виконати на кшталт межкупейной перегородки (рисунок 3.4).



1 – бічна стіна; 2 – дах; 3-торцеві стіни; 4 – рама; 5 – перегородки

Рисунок 3.4 – Схема розташування двох несучих перегородок у кузові вагона

Перерізи стійок і стрингерів перегородок підбиралися аналогічно до другого варіанту конструкторських рішень (таблиця 3.3). З використанням середовища програмного комплексу, що реалізує метод кінцевих елементів, було проведено моделювання двох несучих перегородок стрижневими елементами для підбору варіантів раціональних перерізів стійок і стрингерів, які додадуть додаткову жорсткість конструкції. У ході підбору було отримано результати, що представлені у таблиці 3.5.

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-22д.02 ПЗ

Арк.

70

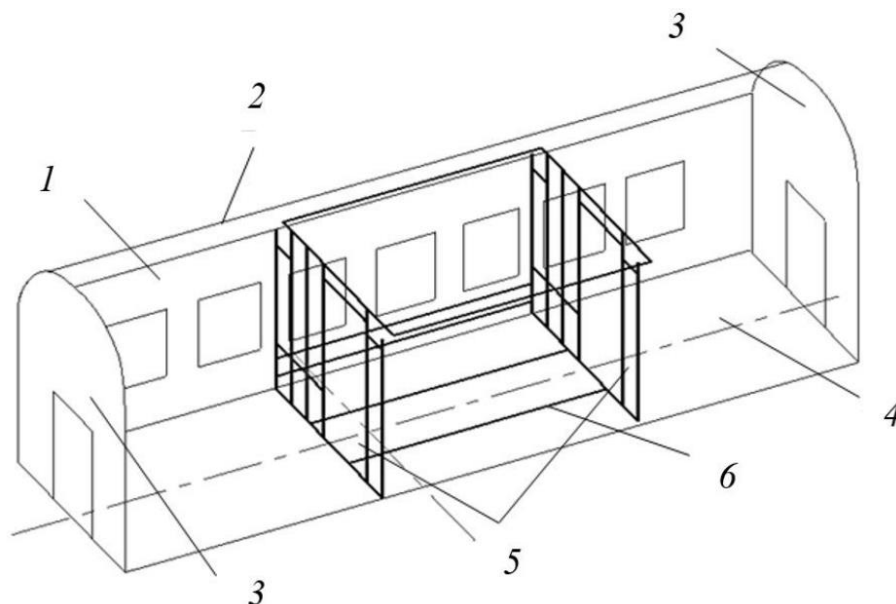
Таблиця 3.4 – Значення основних розрахункових критеріїв

Варіанти	Власні частоти, Гц	Максимальні напруження, МПа	Збільшення маси конструкції, кг
1	8,53	153,6	159
2	8,36	168,3	105
3	8,40	165,2	109
4	8,42	163,5	112
5	8,49	157,2	131
6	8,46	159,7	124
7	8,45	160,1	118
8	8,50	155,3	143
9	8,38	155,3	107
10	8,42	163,8	113

Проаналізувавши в ході розрахунку отримані дані, було прийнято рішення, як раціональний варіант посилення кузова за допомогою установки двох несучих перегородок на відстані $1/3$ довжини рами, вибрати перший варіант, який володіє найбільшими жорсткими характеристиками.

3.2.4 Встановлення двох несучих перегородок з посиленням основних вузлів, що знаходяться між ними, поздовжніми елементами

Дане конструкторське рішення було виконано аналогічно третьому варіанту, за винятком того, що тут додатково були введені стрінгери у формі перфорованого гнутого зетового профілю розміром $40 \times 65 \times 45 \times 2,5$ мм. Їх запропоновано встановити як додаткові жорсткі складові бічних стін, рами і дахи. Посилення перфорованими елементами вузлів кузова та добір оптимальних значень проводилися на підставі роботи [11]. Довжина запропонованих елементів визначена відстанню між введеними поперечними перегородками (рисунок 3.5).



1 – бічна стіна; 2 – дах; 3-торцеві стіни; 4 – рама;
5 – перегородки; 6 – поздовжні елементи

Рисунок 3.5 – Схема розташування перегородок та підсилюючих поздовжніх елементів на кузові вагона

З використанням середовища програмного комплексу, що реалізує метод кінцевих елементів, було проведено моделювання двох несучих перегородок стрижневими елементами для підбору варіантів раціональних перерізів стійок і стрингерів, які додадуть додаткову жорсткість конструкції. Перфорований профіль виконувався у вигляді пластинчастої схеми. У підборі були отримані результати розрахунку, які представлені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.5 – Значення основних розрахункових критеріїв

Варіанти	Власні частоти, Гц	Максимальні напруження, МПа	Збільшення маси конструкції, кг
1	8,92	145,4	282
2	8,69	167,2	229
3	8,73	164,2	233
4	8,75	163,9	236
5	8,84	150,1	255
6	8,82	153,6	247
7	8,80	158,9	242
8	8,89	148,4	266
9	8,71	165,7	230
10	8,92	145,4	282

Проаналізувавши в ході розрахунку отримані дані, було прийнято рішення, як раціональний варіант посилення кузова за допомогою установки двох несучих перегородок на відстані $1/3$ довжини рами з посиленням основних вузлів, що знаходяться між ними, поздовжніми елементами, вибрати перший варіант, який володіє найбільшими жорсткими характеристиками.

3.3 Вибір оптимального запропонованого конструктивного рішення

На підставі проведеного аналізу на вибір оптимальних значень жорстких і міцнісних характеристик запропонованих варіантів конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості несучої конструкції кузова пасажирського вагона, необхідно зіставити запропоновані конструктивні рішення і вибрати те, що забезпечує найкращі показники за прийнятими критеріями [21, 22].

Як запропоновані конструктивні рішення були прийняті такі варіанти:

1 – посилення рами вагона, шляхом введення поздовжнього елемента у вигляді сталевго гнутого рівнополочного швелера ГОСТ 8278-83 з розмірами $100 \times 60 \times 60 \times 4$;

2 – установка додаткової несучої перегородки в середньому перерізі кузова, стійки якої виконані зі сталевго гнутого зетового профілю ГОСТ 13229-78 з розмірами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ і сталевго гнутого рівнополочного куточка ГОСТ 19771-93 з розмірами 55×55 ;

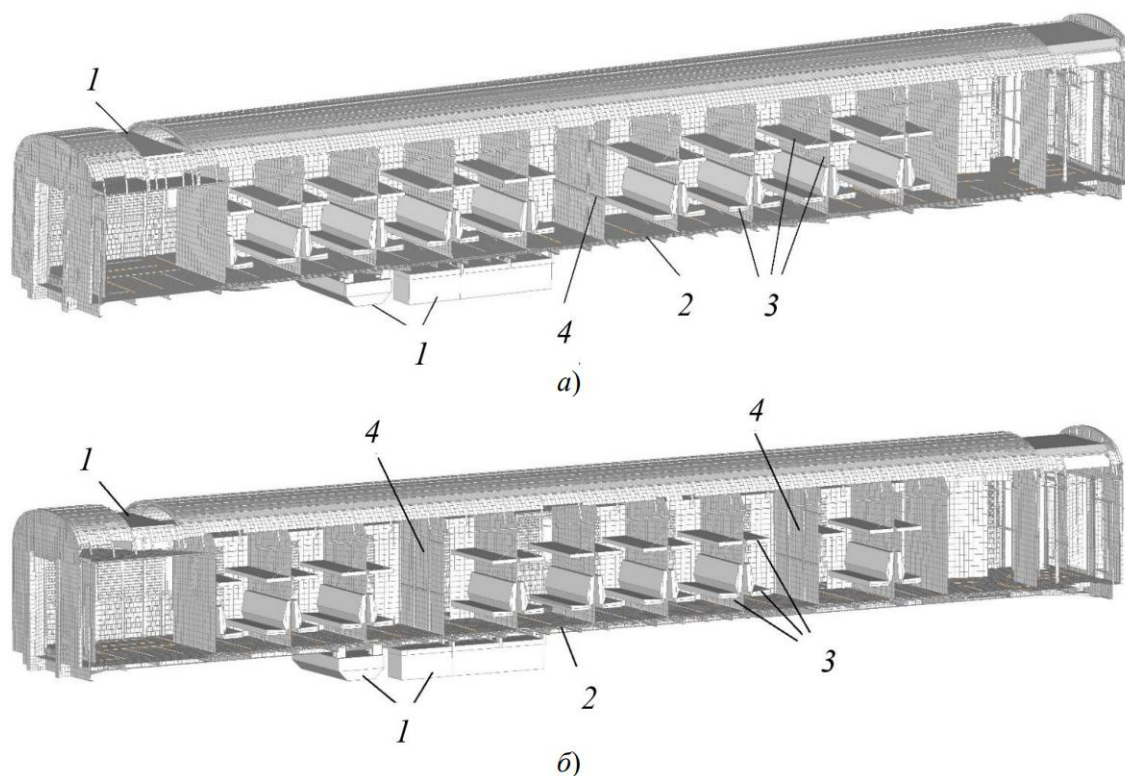
3 – установка двох несучих перегородок на відстані $1/3$ довжини рами, стійки яких виконані зі сталевго гнутого зетового профілю ГОСТ 13229-78 з розмірами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ і сталевго гнутого рівнополочного куточка ГОСТ 19771-93 з розмірами 55×5 ;

4 – установка двох несучих перегородок на відстані $1/3$ довжини рами, стійки яких виконані зі сталевго гнутого зетового профілю ГОСТ 13229-78 з розмірами $55 \times 50 \times 40 \times 3$ та сталевго гнутого рівнополочного куточка ГОСТ

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

19771-93 з розмірами 55×5 поздовжніми елементами у формі гнутого перфорованого зетового профілю розміром $40 \times 65 \times 45 \times 2,5$ мм.

Для уточненого розрахунку своїх згинальних коливань і зіставлення отриманих результатів створювалися пластинчасті кінцеві елементні моделі кузовів з різними варіантами конструктивних рішень. Деталізована кінцеелементна схема була розроблена на основі уточненої методики, описаної у другому розділі (рисунок 3.6) [23].



а – варіант моделі з однією посилювальною перегородкою;

б – варіант моделі з двома перегородками, що підсилюють;

1 – великовагове обладнання; 2 – підлога пасажирського салону; 3 – елементи інтер'єру пасажирського салону; 4 – підсилювальні перегородки

Рисунок 3.6 – Елементна модель кузова пасажирського вагона

За підсумками розрахунку кінцеелементних моделей було визначено значення основних розрахункових критеріїв, результати яких наведено в таблиці 3.7.

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 3.6 – Значення основних розрахункових критеріїв

Номер конструктивного рішення	Перша власна частота, Гц	Максимальні діючі напруження, МПа	Збільшення маси, кг
1	8,19	178,2	199
2	8,18	173,9	79
3	8,53	168,3	159
4	8,92	167,2	282

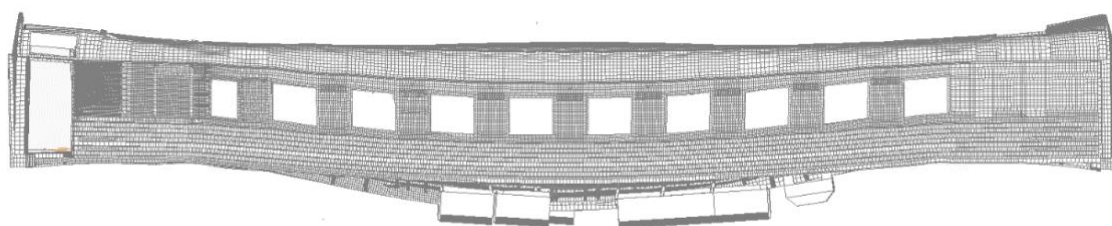
В результаті аналізу було встановлено, що при першому конструктивному рішенні (підвищення жорсткості рами кузова) спостерігається найменший результат значного збільшення маси. Розраховані значення прогинів у середньому перерізі кузова від вертикального навантаження зменшилися на 2,8 % на хребтовій балці та на 2,3 % на нижній обв'язці (рисунк 3.7, б).

Другий варіант конструктивного рішення, а саме посилення кузова за допомогою перегородки, встановленої в середині вагона, підвищує жорсткість контуру поперечного перерізу, забезпечуючи при цьому тільки локальний ефект. У той же час збільшення маси, в порівнянні з першим варіантом, нижче майже в 2,5 рази. Значення прогинів у середньому перерізі кузова від вертикального навантаження зменшилися на 3,5 % на хребтовій балці та на 3,2 % на нижній обв'язці (рисунк 3.7, в).

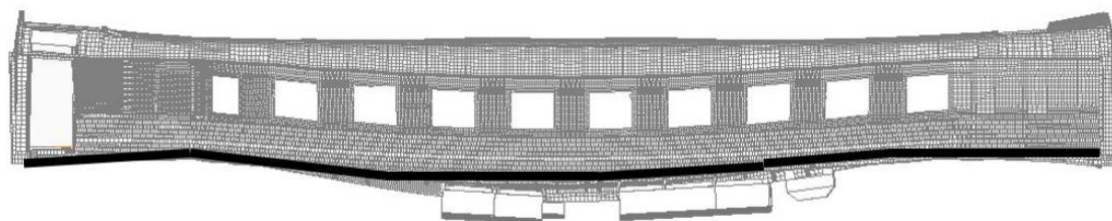
Третій варіант конструктивного рішення, на відміну другого, підвищує жорсткість контуру велику довжину бази вагона, водночас спостерігається зміна форми коливань кузова з однієї хвилі на дві. Значне збільшення жорсткості кузова спричиняє збільшення його маси порівнянно з другим варіантом посилення. Значення прогинів у середньому перерізі кузова від вертикального навантаження зменшилися на 4,15 % на хребтовій балці та на 3,8 % на нижній обв'язці (рисунк 3.7, г).

Четверте конструктивне рішення на відміну третього немає недоліку, що з спільним коливаннями посилюючих перегородок.

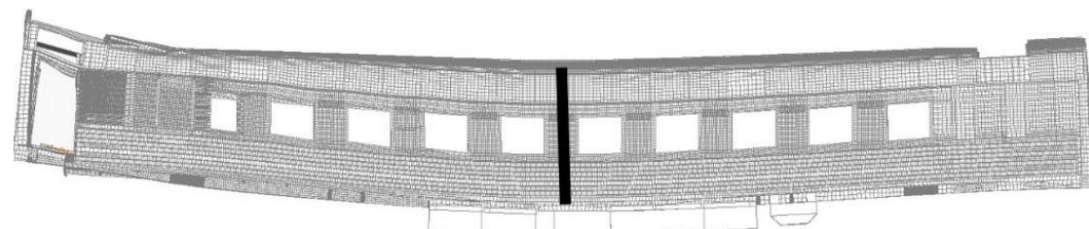
Оскільки даний варіант має поздовжні елементи, що підсилюють вузли кузова, то така конструкція дає можливість двом перегородкам діяти у вигляді однієї несучої системи. При цьому напруги, що діють, максимально знижуються, а збільшення маси становить близько 282 кг. Значення прогинів у середньому перерізі кузова від вертикального навантаження зменшилися на 4,34 % на хребтовій балці та на 4,0 % на нижній обв'язці (рисунок 3.7, д).



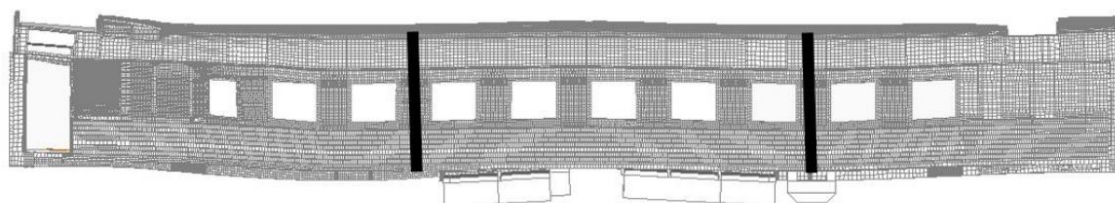
а)



б)



в)



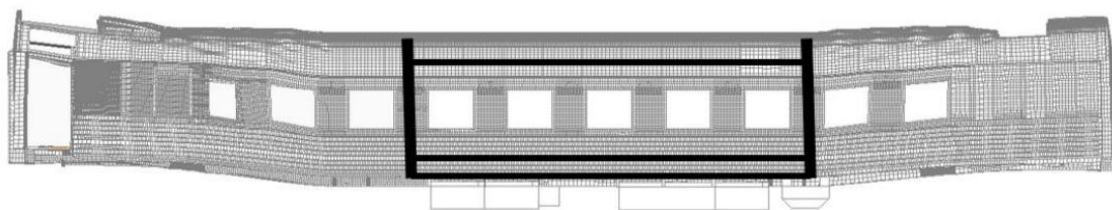
г)

Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата

РДБ.3Т-220.02 ПЗ

Арк.

76



д)

а – варіант базовий; б – варіант з посиленою рамою; в – варіант моделі з однією посилювальною перегородкою; г – варіант моделі з двома перегородками, що підсилюють; д – варіант моделі з двома підсилюючими перегородками, пов'язаними поздовжніми елементами

Рисунок 3.7 – Форми коливань кузова пасажирського вагона

В результаті дослідження було встановлено, що четвертий варіант конструктивного рішення, який включає встановлення двох несучих перегородок, пов'язаних між собою поздовжніми несучими елементами, найбільш ефективний як спосіб підвищення жорсткості.

ВИСНОВКИ

1. Виконано огляд існуючих несучих систем сучасних кузовів пасажирських вагонів та критеріїв оцінки їх жорстких характеристик. Як основний критерій прийнята перша власна частота згинальних коливань кузова.

2. Проаналізовано існуючі методи визначення першої власної частоти згинальних коливань. Найбільш застосовним на вирішення поставлених завдань є метод кінцевих елементів, реалізований серед промислових програмних комплексів. На основі проведеного аналізу запропоновано уточнену методику визначення першої власної частоти згинальних коливань.

3. Була розроблена для кузова пасажирського вагона деталізована кінцево-елементна модель, і її коректність була підтверджена шляхом порівняння з даними натурних стендових випробувань. Різниця між розрахунковими даними для металоконструкції кузова та експериментальними даними не перевищила 10,0 % для напруги та 12,0 % для частот.

4. З використанням розроблених кінцевоелементних моделей здійснено розрахунок першої власної частоти згинальних коливань кузова і напруг, що виникають в елементах несучої контракції кузова при дії навантажень, відповідних першому і третьому розрахунковим режимам.

5. Проведено аналіз методів підвищення жорсткості конструкції несучого кузова пасажирського вагона на основі яких розроблено варіанти конструктивних рішень, що забезпечують підвищення жорсткості несучої конструкції кузова купейного пасажирського вагона.

6. Запропоновані рішення реалізовані в розробленій раніше кінцевоелементній моделі, за допомогою якої, на основі її багатоваріантних розрахунків, як раціональне конструктивне рішення було прийнято посилення кузова за рахунок встановлення двох несучих перегородок на відстані 1/3 довжини рами, стійки яких виконані зі сталевого гнутого зетового профілю 8

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

Г2 55×50×40×3 та сталевого гнутого рівнополочного куточка ГОСТ 19771-93 з розмірами 55×55×3, який використовується також і для стрингерів, пов'язаних між собою поздовжніми елементами, розташованими на даху, рамі та бічних стінах кузова. Даний варіант забезпечує підвищення жорсткості кузова пасажирського вагона, при збільшенні маси до 282 кг і зниженні напруги, що діють, до 167,2 МПа.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. CEN. Railway applications – Ride comfort for passengers – Measurement and evaluation. EN 12299:2009, European Committee for Standardization, Brussels.
2. Високошвидкісний поїзд ICE 3 у міжнародних перевезеннях // Залізниці світу. – 2006. – № 9. – С. 30–38.
3. Від дослідного поїзда ICE S до серійного Velaro // Залізниці світу. – 2008. – № 3. – С. 40–47.
4. Вершинський, С. В. Розрахунок вагонів на міцність / С. В. Вершинський, Є. М. Нікольський та ін. // 2-ге вид., «Машинобудування». – 1971.
5. Ноков, В. В. Аналітичне конструювання системи ресорного підвищування транспортного екіпажа двовізкового типу / В. В. Ноков // Праці. – 1984. – вип. 176. – С. 38–43.
6. Блохін, Є. П. Динаміка поїзда (нестационарні поздовжні коливання) / Є. П. Блохін, Л. А. Манашкін. – Транспорт, 1982. – 222 с.
7. Лазарян, В. А. Динаміка вагонів / В. А. Лазарян. – Транспорт, 1964. – 255 с.
8. Лазарян, В. А. Динаміка вагонів. Стійкість руху та коливання / В. А. Лазарян. – Транспорт, 1964. – 256 с.
9. Лазарян, В. А. Динаміка транспортних засобів. Вибрані праці / В. А. Лазарян. – Київ: Наукова думка, 1985. – 528 с.
10. Міхєєв, Г. В. Комп'ютерне моделювання динаміки систем абсолютно твердих і пружних тіл, що зазнають малих деформацій: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.07 / Міхєєв Геннадій Вікторович. – 2004. – 153 с.
11. Антіпін, Д. Я. Удосконалення методики оцінювання вібраційної навантаженості кузова пасажирського вагона / Д. Я. Антіпін, Є. В. Лукашова, А. П. Болдирєв, Ф. Ю. Лозбінеєв // Транспортне машинобудування. – 2023. – № 4 (16). – С. 39–46.

					РДБ.3Т-22д.02 ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Шимкович, Д. Г. Розрахунок конструкцій у MSC/NASTRAN for Windows / Д. Г. Шимкович. – ДМК Прес. – 2003. – 448 с.

13. Норми для розрахунку та проектування вагонів залізниць МШС колії 1520 мм (несамохідних). 1996 р. Зміни та доповнення. 2004 р. – 5 с.

14. Міхєєв, Д. Ю. Вступ до моделювання динаміки систем тіл: монографія / Д. Ю. Міхєєв. – БДТУ. – 1997. – 156 с.

15. Ушкалов, В. Ф. Дослідження коливань залізничного екіпажа, що рухається деформованою колією з випадковими нерівностями / В. Ф. Ушкалов, А. К. Шерстюк // Вісник ВНДІЗТ. – 1973. – № 3. – С. 20–23.

16. Schandl, G., Lugner, P., Benatzky, C., Kozek, M., Stribersky, A. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body, Vehicle System Dynamics, 45(9), 835–847, 2007.

17. Погорєлов, Д. Ю. Вступ до моделювання динаміки систем тіл: монографія. – БДТУ. – 1997. – 156 с.

18. РД 32.68-96 «Розрахункові нерівності залізничної колії для використання під час досліджень і проектування пасажирських та вантажних вагонів». – ВНДІЗТ, 1997. – 20 с.

19. Розрахунки залізничної колії на вертикальне динамічне навантаження / За ред. А. Я. Когана // Праці ВНДІЗТ. – 1973. – Вип. 502. – С. 1–80.

20. Антіпін, Д. Я. Обґрунтування конструктивних рішень щодо підвищення жорсткості несучої конструкції кузова пасажирського вагона / Д. Я. Антіпін, Є. В. Лукашова, А. П. Болдирєв, Ф. Ю. Лозбінев // Транспортне машинобудування. – 2023. – № 5 (17). – С. 60–68.

21. Тібілов, Т. А. Про ймовірнісний аналіз коливань рухомого складу / Т. А. Тібілов // Праці РІЗТ. – 1965. – вип. 51. – С. 16–32.

22. Ушкалов, В. Ф. Випадкові коливання механічних систем при сухому та в'язкому терті / В. Ф. Ушкалов // Навантаженість, коливання і міцність складних механічних систем. – Київ: Наукова думка, 1977. – С. 16–23.

					РДБ.ЗТ-22д.02 ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		

23. Данович, В. Д. Про врахування інерційних властивостей колії при дослідженні просторових коливань рейкового екіпажа / В. Д. Данович // Динаміка і міцність високошвидкісного наземного транспорту. – Київ: Наукова думка, 1976. – С. 148–151.

					РДБ.3Т-220.02 ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Арк..	№ докум.	Підпис	Дата		