

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
Дніпропетровський національний університет залізничного  
транспорту імені академіка В. Лазаряна

**ГОРОБЕЦЬ ДМИТРО ВОЛОДИМИРОВИЧ**

УДК 629.4.067

**ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ  
ПАСИВНОГО ЗАХИСТУ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ  
ПРИ АВАРІЙНИХ ЗІТКНЕННЯХ ПОЇЗДІВ**

05.22.07 - рухомий склад залізниць та тяга поїздів

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ - 2012

## Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Національного космічного агентства України у відділі «Динаміка багатовимірних механічних систем».

## Наукові керівники:

доктор технічних наук, професор

**БОГОМАЗ Георгій Іванович**,

Інститут технічної механіки Національної академії наук України і Національного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і НКАУ)

кандидат технічних наук,

старший науковий співробітник

**НАУМЕНКО Надія Юхимівна**,

Інститут технічної механіки НАНУ і НКАУ,  
завідувач відділу динаміки багатовимірних механічних систем

## Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

**ФАЛЕНДИШ Анатолій Петрович**,

Українська державна академія залізничного транспорту  
Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України,  
професор кафедри «Експлуатація та ремонт рухомого складу»

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

**ДОНЧЕНКО Анатолій Володимирович**,

Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» Державного агентства України з управління державними корпоративними правами та майном, директор

Захист відбудеться «21» лютого 2013 р. о 14<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.820.02 при Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: 49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.

Автореферат розісланий «16» січня 2013 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої

ради, д-р. техн. наук, професор

І. В. Жуковицький

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Аналіз аварійних ситуацій при експлуатації рухомого складу залізничного транспорту показав, що в сучасних умовах досить гостро стоїть проблема здійснення залізничних перевезень з дотриманням вимог безпеки руху. У більшості випадків причинами порушень безпеки є людський чинник: проїзд на забороні сигнали, невиконання регламенту переговорів, відвернення від спостереження за положенням стрілочних переводів та інше. Як правило, це призводить до таких аварійних ситуацій, як: схід рухомого складу з рейок; зіткнення зустрічних і попутно прямуючих поїздів; зіткнення на станційних коліях поїздів з вагонами, що стоять; наїзд поїздів на тупикові упори. Особливе занепокоєння викликають ситуації аварійних зіткнень за участю пасажирських поїздів.

Численні як натурні, так і теоретичні дослідження показали, що лише за рахунок підвищення міцності кузовів вагонів проблему безпеки пасажирів вирішити неможливо, оскільки вся непогашена кінетична енергія зіткнення передається на пасажирів та устаткування салону. Тому разом з використанням засобів, спрямованих на запобігання появі аварійних ситуацій, таких як наприклад, автоматичні системи керування рухом транспорту та діагностики, для мінімізації людських втрат і матеріальних витрат на ліквідацію наслідків аварій на вагонах та локомотивах застосовуються системи пасивного захисту. Поглинання кінетичної енергії зіткнення в цих системах відбувається за рахунок спеціальних енергопоглинальних елементів великої енергоємності в процесі необоротної контрольованої пружно-пластичної деформації їх конструкцій.

Сьогодні в Україні створена й активно впроваджується концепція організації швидкісного залізничного руху, сформульована в 2003 та 2009 роках, яка націлена на поетапне підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів до 160-200 км/год. Впровадження цієї концепції обов'язково повинне супроводжуватися розробкою нових конструкцій пасажирських вагонів з урахуванням спеціальних вимог, спрямованих на підвищення безпеки пасажирських перевезень.

Відповідно до вищевикладеного, створення ефективних засобів пасивного захисту пасажирських вагонів і визначення їх раціональних параметрів є актуальною науково-прикладною задачею для залізничного транспорту України. Слід зазначити, що положення цієї роботи можуть бути також поширені на споріднені типи рухомого складу, що здійснюють пасажирські перевезення: поїзди міжрегіонального сполучення, а також моторвагонний рухомий склад.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження в дисертаційній роботі виконано відповідно до планів науково-дослідних робіт ІТМ НАНУ і НКАУ за темами: «Дослідження динамічної навантаженості машинобудівних та транспортних систем з урахуванням особливостей пружно-пластичного деформування їх елементів» (№ державної реєстрації 0100U001240, 2000-2004 рр.); «Математичне моделювання динамічної навантаженості конструкцій залізничного транспорту при експлуатаційних і наднормативних впливах» (№ державної реєстрації 0105U002521, 2005-2007 рр.); «Математичне моделювання та дослідження динаміки залізничних екіпажів з урахуванням особливостей роботи засобів їх захисту при ударних навантажен-

нях» (№ державної реєстрації 0108U000342, 2008-2012 рр.). Автор є виконавцем робіт і співавтором науково-технічних звітів.

**Мета й завдання дослідження.** *Мета даної роботи* – удосконалення системи захисту рухомого складу з метою зменшення впливу на пасажирів і персонал поїзда поздовжніх наднормативних навантажень при аварійних ситуаціях та вибір раціональних параметрів захисних конструкцій.

Для досягнення цієї мети поставлені такі *завдання*:

- виконати аналіз існуючих технічних рішень з пасивного захисту пасажирських вагонів від дії наднормативних навантажень, викликаних аварійними ситуаціями, пов'язаними із зіткненнями поїздів з перешкодами; вибрати тип конструкції пристроїв пасивного захисту для вітчизняних пасажирських вагонів та схеми їх розміщення;

- удосконалити математичну модель зіткнення пасажирського поїзда з перешкодою з урахуванням роботи пристроїв пасивного захисту екіпажів;

- виконати дослідження динамічної навантаженості конструкцій пасажирських вагонів і локомотива при аварійних зіткненнях поїзда з перешкодою, вибрати інтегральні характеристики пристроїв пасивного захисту;

- розробити скінченно-елементну модель для оцінки напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкцій типових пасажирських вагонів при експлуатаційних і наднормативних навантаженнях з урахуванням особливостей навантаження при пружно-пластичній деформації та руйнуванні запропонованих енергопоглинаючих елементів пасивного захисту та виконати оцінку схем їх розміщення;

- визначити раціональні значення параметрів вибраних конструкцій енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту пасажирських вагонів;

- виконати експериментальні дослідження деформування енергопоглинальних елементів з вибраними параметрами та порівняти отримані результати з даними теоретичних досліджень.

**Об'єкт дослідження** – процес динамічної навантаженості конструкцій вагонів пасажирського поїзда, обладнаних пристроями пасивного захисту, при зіткненні поїзда з перешкодами.

**Предмет дослідження** – параметри енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту пасажирського вагона.

**Методи дослідження.** У роботі використані такі методи:

- методи чисельного інтегрування диференціальних рівнянь – для дослідження динаміки поїзда при аварійних зіткненнях;

- метод скінченних елементів – для оцінки напружено-деформованого стану конструкції елементів рами пасажирського вагона і захисних пристроїв, для аналізу рівня критичних сил і форми втрати стійкості конструкцій захисних пристроїв з використанням теорії пружності та теорії пластичності.

**Достовірність та обґрунтованість результатів** дисертаційної роботи зумовлена коректною математичною постановкою завдань, використанням сучасних методів математичного моделювання та узгодженням отриманих результатів теоретичних досліджень з експериментальними даними лабораторних випробувань.

***Наукова новизна отриманих результатів:***

- вперше знайдено раціональні параметри конструкцій енергопоглинальних елементів коробчастого типу з ініціаторами деформацій, які дозволяють пристроям пасивного захисту пасажирських вагонів колії 1520 мм реалізувати необхідну енергоємність для зниження ризиків для життя і здоров'я пасажирів та персоналу поїзда при аварійних зіткненнях;
- удосконалено математичну модель процесу зіткнення пасажирського поїзда з перешкодою або іншим поїздом, в частині оснащення його екіпажів пристроями пасивного захисту;
- удосконалено скінченно-елементну модель рами пасажирського вагона моделі 47Д, яка враховує особливості контрольованого деформування енергопоглинальних пристроїв пасивного захисту;
- набула подальшого розвитку методика вибору раціональних параметрів енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту в частині поетапного застосування математичних моделей різної складності для послідовного уточнення названих параметрів.

***Практичне значення*** отриманих результатів полягає:

- в розробці математичного та методичного забезпечення для дослідження динамічної навантаженості та напружено-деформованого стану елементів конструкцій пасажирських вагонів, обладнаних засобами пасивного захисту від поздовжніх наднормативних ударів, та виборі раціональних параметрів захисних конструкцій;
- в розробці рекомендацій щодо обладнання пристроями пасивного захисту з енергопоглинальними елементами коробчастого типу пасажирського вагона з роздільними тягово-зчіпними пристроями;
- в розробці рекомендації з вибору раціональних параметрів енергопоглинальних елементів коробчастого типу, призначених для поглинання кінетичної енергії удару.

Отримані результати впроваджено на ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» у вигляді рекомендацій з використання пристроїв пасивного захисту для перспективних конструкцій пасажирських вагонів.

***Особистий внесок здобувача.*** Основні положення й результати, наведені в роботі, автором отримано самостійно. Особистий внесок здобувача полягає в плануванні та проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, аналізі отриманих результатів, розробці наукових положень і висновків. Автором виконано порівняльний аналіз існуючих конструкцій пасивного захисту пасажирських вагонів. Розроблено методику вибору раціональних параметрів пристроїв пасивного захисту. Вдосконалено математичну модель для дослідження динамічної навантаженості поїзда, вагони якого обладнані пристроями пасивного захисту, при зіткненнях. Створено скінченно-елементні математичні моделі для оцінки напружено-деформованого стану рами пасажирського вагона, моделі для дослідження втрати стійкості конструкцій енергопоглинальних елементів та вибору раціональних значень їх параметрів.

У публікаціях [1-9], які написані в співавторстві й відображають основні результати дисертації, особистий внесок здобувача такий. У статті [1] показана необхідність використання додаткових пристроїв пасивного захисту на основі аналізу динамічної навантаженості пасажирських вагонів в умовах аварійних зіткнень поїздів. У статті [2] з використанням розроблених математичних моделей зіткнення поїзда, вагони якого обладнані пристроями пасивного захисту, з перешкодами визначені раціональні значення інтегральних параметрів конструкцій пристроїв захисту. У роботах [3, 4] запропоновано схему устаткування рам вагонів пристроями пасивного захисту та виконано оцінку НДС кінцевої частини рами пасажирського вагона з урахуванням розміщення енергопоглинальних елементів. У статтях [5, 6] визначено раціональні значення геометричних параметрів конструкції енергопоглинальних елементів у вигляді зрізаної піраміди. У статтях [7-9] на основі результатів лабораторних випробувань з деформування запропонованих енергопоглинальних елементів при дії стискаючих навантажень виконано аналіз пружно-пластичної деформації їх конструкцій та уточнено значення їх раціональних параметрів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні ідеї, положення та результати дисертаційної роботи представлено та обговорено на конференціях «Проблемы механики железнодорожного транспорта: безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение» (м. Дніпропетровськ, 2004, 2008 р.); на науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем: техніка, технологія, економіка і управління» (м. Київ, 2005, 2008, 2011 р.); на міжнародних науково-практичних конференціях «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (м. Дніпропетровськ, 2005, 2010 р.); на II науково-практичній конференції «Внедрение наукоемких технологий на магистральном и промышленном транспорте» (м. Алушта, 2006 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій» пам'яті академіка НАН України В. І. Моссаковського (м. Дніпропетровськ, 2007 р.), а також на міжнародній науково-практичній конференції «Информационные технологии управления сложными системами» (м. Дніпропетровськ, 2008 р.). Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалася 14.03.2012 на засіданні наукового семінару відділу “Динаміка багатовимірних механічних систем” ІТМ НАНУ і НКАУ, 7.06.2012 на Вченій раді ІТМ НАНУ і НКАУ та 24.10.2012 на міжкафедральному науковому семінарі ДНУЗТ (ДПТ).

**Публікації.** За результатами дисертаційної роботи опубліковано 22 наукові праці, зокрема: 9 статей у спеціалізованих наукових виданнях, що входять до Переліку фахових видань України, 13 тез доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Основний текст дисертації викладено на 142 сторінках, який містить 4 таблиці з яких 1 таблиця розміщена на окремій сторінці та 82 рисунки з яких 36 рисунків розміщені на 24 окремих сторінках. Список використаних джерел із 101 елемента – на 10 сторінках, 7 додатків – на 21 сторінці. Повний обсяг дисертації становить 173 сторінки.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

*У вступі* показано актуальність роботи, сформульовано мету та завдання досліджень, їх зв'язок з науковими програмами, зазначено методи досліджень, достовірність отриманих результатів, визначено наукову новизну дисертації, практичне її значення та особистий внесок автора, наведено дані про апробацію результатів і публікації.

*У першому розділі* наведено огляд літературних джерел з питань сучасних шляхів підвищення безпеки пасажирів на залізничному транспорті та щодо існуючих конструкцій пристроїв пасивного захисту. Обґрунтовано мету та завдання досліджень.

Відмічено, що значний внесок у розробку наукових основ зі створення залізничного транспорту в галузях дослідження динаміки поїзда, динамічної навантаженості та міцності одиниць рухомого складу зробили такі вчені, як І. В. Бірюков, Є. П. Блохін, Г. І. Богомаз, Ю. П. Бороненко, В. О. Браташ, В. М. Бубнов, Г. П. Бурчак, С. В. Вершинський, В. М. Данілов, В. Д. Данович, О. Л. Голубенко, А. В. Донченко, Ю. В. Дьомин, Б. Г. Кеглін, М. Б. Кельріх, М. Л. Коротенко, В. А. Лазарян, Л. А. Манашкін, О. М. Маркова, С. В. Мямлін, Н. Ю. Науменко, А. М. Орлова, М. О. Радченко, А. М. Савоськін, О. М. Савчук, М. М. Соколов, Т. А. Тібілов, О. В. Третьяков, В. Ф. Ушкалов, А. П. Фалендиш, М. М. Хачапуридзе, І. І. Челноков, Ю. М. Черкашин та інші. Щодо розвитку систем пасивного захисту на залізничному транспорті вагомими є дослідження іноземних фахівців, що працюють у таких закордонних компаніях, як Alstom, Siemens, Bombardier, Amtrak, Kawasaki, Tokyo Car, Hitachi, PESA та інших.

З виконаного огляду зроблено висновок, що, незважаючи на досить великий обсяг наукових досліджень в галузі створення пасивного захисту, практично відсутні дослідження щодо створення пасивного захисту для залізничного транспорту колії 1520 мм.

*У другому розділі* запропоновано методику визначення раціональних параметрів конструкцій енергопоглинальних елементів (ЕЕ) пристроїв пасивного захисту (ППЗ) пасажирських вагонів та удосконалену математичну модель зіткнення поїзда з перешкодою, у якій ураховано роботу ППЗ.

Методика вибору параметрів ЕЕ базується на дослідженні динамічної навантаженості конструкцій екіпажів поїзда методами скінченних елементів і чисельного інтегрування та складається з трьох етапів (рис. 1).

Перший етап включає постановку задачі (рис 1, блок 1), побудову математичної моделі зіткнення поїзда з перешкодою (блок 2) та визначення ефективності стандартних ударно-тягових пристроїв для захисту пасажирів при наднормативних ударних діях (блок 3).

На другому етапі удосконалюється розроблена на етапі 1 модель зіткнення шляхом урахування роботи ППЗ (блок 4); досліджується вплив інтегральних характеристик ППЗ на рівень безпеки пасажирів при аварійних зіткненнях, визначаються їх раціональні значення (блок 5); здійснюється вибір схеми розміщення ЕЕ і їх характеристик, що реалізують визначені інтегральні характеристики ППЗ (блок 6). При неможливості реалізації схеми розміщення ЕЕ робиться коректування інтегральних параметрів ППЗ і виконуються повторні кроки з вибору схеми розміщення ЕЕ (рис 1, зв'язок А).

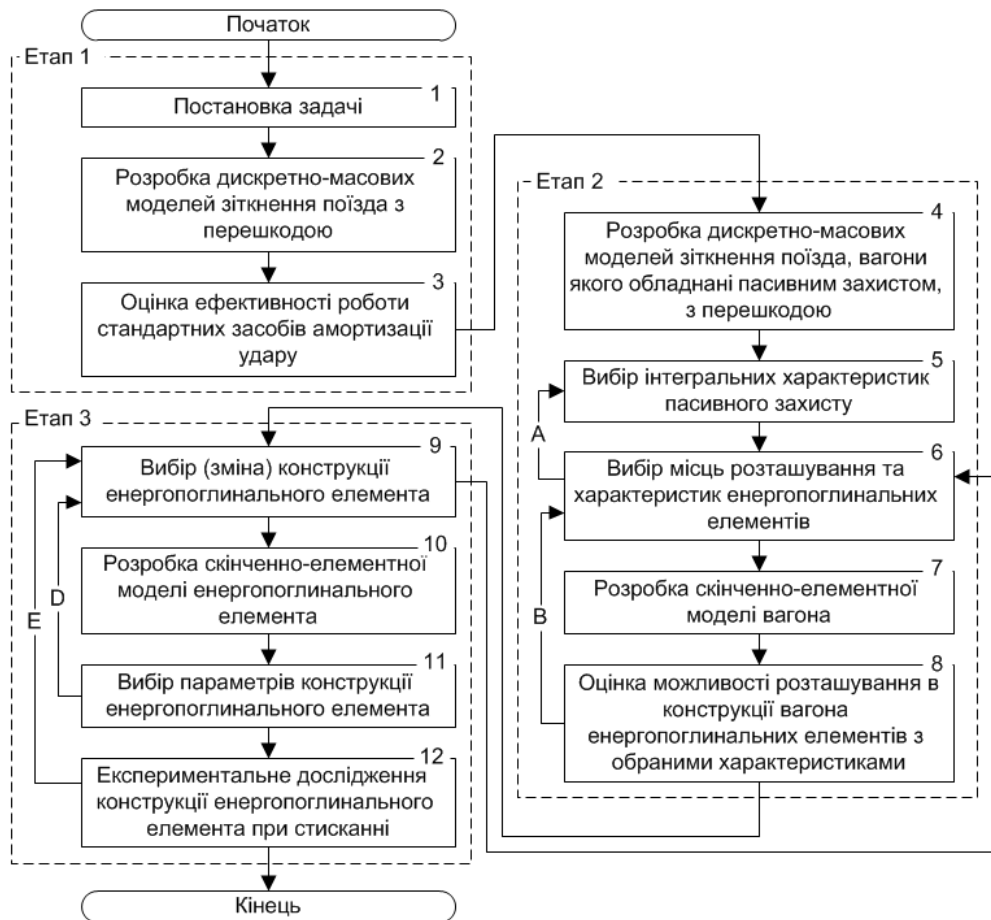


Рисунок 1 – Блок-схема вибору параметрів енергопоглинальних елементів

Для вибраної схеми розміщення ЕЕ з використанням методу скінченних елементів згідно з чинними Нормами щодо розрахунку та проектування вагонів виконується аналіз міцності конструкцій вагонів в експлуатаційному режимі й режимі роботи ППЗ (блок 7 та 8). Якщо в результаті аналізу встановлено, що міцність конструкції недостатня, впроваджуються заходи щодо її посилення. У разі неможливості забезпечити необхідний рівень міцності конструкції для вибраної схеми розміщення ЕЕ, робиться корекція характеристик і місць розміщення ЕЕ з повторним аналізом міцності конструкції (зв'язок В).

На третьому етапі виконується вибір конструкції (блок 9) та раціональних параметрів ЕЕ (блок 11), що забезпечують вибрані інтегральні характеристики ППЗ. Основним визначальним чинником при виборі параметрів ЕЕ є вимога до втрати стійкості й деформації його конструкції у рамках визначених на другому етапі значень подовжньої стискальної сили. Навантаження, що відповідає втраті несучої здатності конструкції ЕЕ, визначається на базі лінійної теорії стійкості з використанням методу скінченних елементів. Для цього розробляється скінченно-елементна модель стиснення ЕЕ (блок 10). З погляду оцінки нижньої межі рівня енергопоглинання, розглядається перша форма втрати стійкості, де критичне навантаження має найменше значення. Якщо неможливо задовольнити вимоги, що ставляться до навантажень, виконується корекція конструкції ЕЕ (зв'язок D) з повторними кроками вибору параметрів.

Далі експериментально визначається діаграма деформування ЕЕ шляхом квазістатичного стиснення його конструкції (блок 12). За необхідності подальшого збільшення енергоемності розглядається можливість зміни конструкції ЕЕ



за рахунок доповнення її ініціаторами деформацій з метою отримання складніших форм втрати стійкості та пружно-пластичного деформування, що дозволить підвищити кількість енергії конструкції, що витрачається на необоротну деформацію матеріалу в процесі стиснення ЕЕ (зв'язок Е). Виконуються повторні кроки з вибору параметрів.

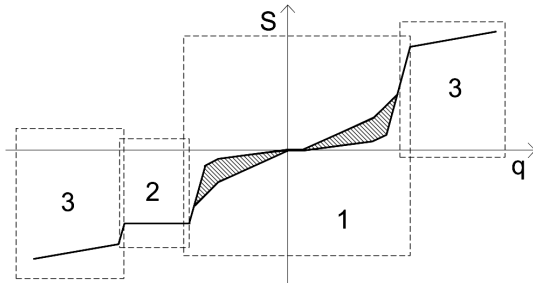
У роботі для дослідження поздовжньої динаміки пасажирського поїзда в процесі його зіткнення з перешкодою, вибрана спрощена розрахункова схема, де поїзд представлений як одновимірна механічна система з'єднаних твердих тіл істотно нелінійними елементами, що деформуються, система диференціальних рівнянь руху якої має такий вигляд:

$$m_i \ddot{x}_i = S_i(q_i, \dot{q}_i) - S_{i+1}(q_{i+1}, \dot{q}_{i+1}) + F_i \quad i = 1 \dots n, \quad (1)$$

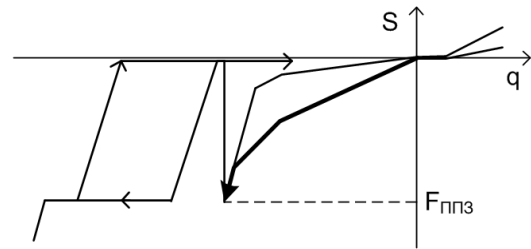
де  $i$  – порядковий номер одиниці рухомого складу (ОРС) пасажирського поїзда;  $m_i$  – маса ОРС з номером  $i$ ;  $x_i$ ,  $\dot{x}_i$ ,  $\ddot{x}_i$  – абсолютні переміщення, швидкість та прискорення  $i$ -го ОРС;  $S_i$ ,  $S_{i+1}$  – зусилля в елементах, що з'єднують ОРС (для  $i$  рівних 0 та  $n+1$   $S_i = 0$ );  $q_i = x_{i-1} - x_i$ ,  $\dot{q}_i = \dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i$  – відповідно відносні переміщення і швидкість ОРС, що входять в систему;  $F_i$  – зовнішня сила, прикладена до ОРС з номером  $i$ .

Функція  $S_i(q_i, \dot{q}_i)$  представляє математичний запис силової характеристики міжвагонних з'єднань (МЗ), яка складається з таких частин:

- силова характеристика стандартних амортизаторів удару (рис. 2, а, блок 1);
- силова характеристика пристроїв пасивного захисту, у разі їх наявності (рис. 2, а, блок 2);
- силова характеристика пружно-пластичної деформації конструкцій ОРС (рис. 2, а, блок 3);



а – загальний вигляд;



б – характеристика стиснення МЗ;

Рисунок 2 – Силова характеристика міжвагонного з'єднання з урахуванням ППЗ

Для моделювання ППЗ математичний запис МЗ, необладнаного ППЗ, перетворюється таким чином, щоб при виникненні зусиль, що перевищують значення  $F_{\text{ППЗ}}$ , відбувалася заміна частини функції МЗ, яка працює на стиснення, функцією ППЗ (рис. 2, а):

$$S_{\text{ППЗ}}(q) = \begin{cases} q > q_{\text{деф.ППЗ}} : \\ \begin{cases} (f_{\text{ППЗ}}(-q_{\text{деф.ППЗ}} + q_{\text{зм.ППЗ}}) + k_{\kappa} \cdot (q - q_{\text{деф.ППЗ}})) > 0 \rightarrow 0, \\ (f_{\text{ППЗ}}(-q_{\text{деф.ППЗ}} + q_{\text{зм.ППЗ}}) + k_{\kappa} \cdot (q - q_{\text{деф.ППЗ}})) \leq 0 \rightarrow \\ f_{\text{ППЗ}}(-q_{\text{деф.ППЗ}} + q_{\text{зм.ППЗ}}) + k_{\kappa} \cdot (q - q_{\text{деф.ППЗ}}), \end{cases} \\ q \leq q_{\text{деф.ППЗ}} \rightarrow f_{\text{ППЗ}}(-q + q_{\text{зм.ППЗ}}), \end{cases} \quad (2)$$

де  $k_k$  – жорсткість конструкції екіпажа;  $f_{\text{ППЗ}}(q)$  – функція, що описує діаграму деформування системи ЕЕ ППЗ;  $F_{\text{ППЗ}}$  – сила, при якій включається в роботу ППЗ;  $q_{\text{зм.ППЗ}}$  – зміщення ППЗ відносно початкового стану МЗ, коли вибрані зазори;  $q_{\text{деф.ППЗ}}$  – зміщення ППЗ в процес деформації відносно початкового стану МЗ.

З урахуванням виразу  $S_{\text{ППЗ}}$  (2) математичний запис МЗ, що враховує роботу ППЗ, набуває такого вигляду:

$$S(q, \dot{q}) = \begin{cases} q < 0: \\ \left\{ \begin{aligned} & (flag_{\text{ППЗ}} = 1) \mid (S_{\text{CA}}(q, \dot{q}) > F_{\text{ППЗ}}) \rightarrow S_{\text{ППЗ}}(q), \\ & ((flag_{\text{ППЗ}} = 0) \cup (S_{\text{CA}}(q, \dot{q}) \leq F_{\text{ППЗ}})) \rightarrow S_{\text{CA}}(q, \dot{q}), \end{aligned} \right. \\ q \geq 0 \rightarrow S_{\text{CA}}(q, \dot{q}), \end{cases}$$

де  $S_{\text{CA}}(q, \dot{q})$  – функція силової характеристики стандартних пристроїв амортизації;  $flag_{\text{ППЗ}}$  – ознака включення в роботу ППЗ, яка набуває значення одиниці у випадку  $S_{\text{CA}} > F_{\text{ППЗ}}$ .

Система диференціальних рівнянь (1), що попередньо перетворюється у форму Коші, розв'язується чисельним методом Адамса–Башфорта з розгоном по методу Рунге–Кутта 4-го порядку.

**У третьому розділі** виконано дослідження динамічної навантаженості пасажирських поїздів при їх зіткненні з перешкодами різної маси, на підставі яких вибрано раціональні значення інтегральних характеристик пристроїв пасивного захисту вагонів і локомотива. Для оцінки можливості установки ППЗ на вітчизняні пасажирські вагони виконано оцінку напружено-деформованого стану рами пасажирського вагона моделі 47Д під дією сил, при яких відбувається деформація ЕЕ ППЗ.

Розглянуто процеси, що відбуваються в пасажирському поїзді, який сформовано з локомотива і 8 купейних пасажирських вагонів, обладнаних автозчепними пристроями з поглинальними апаратами Р-2П, при його зіткненні з нерухомою перешкодою. Отримано що процес має яскраво виражений затухаючий характер (рис. 3), і зроблено висновок, що для оцінки рівня безпеки пасажирів достатньо аналізу динамічної навантаженості екіпажів у перших двох фазах удару.

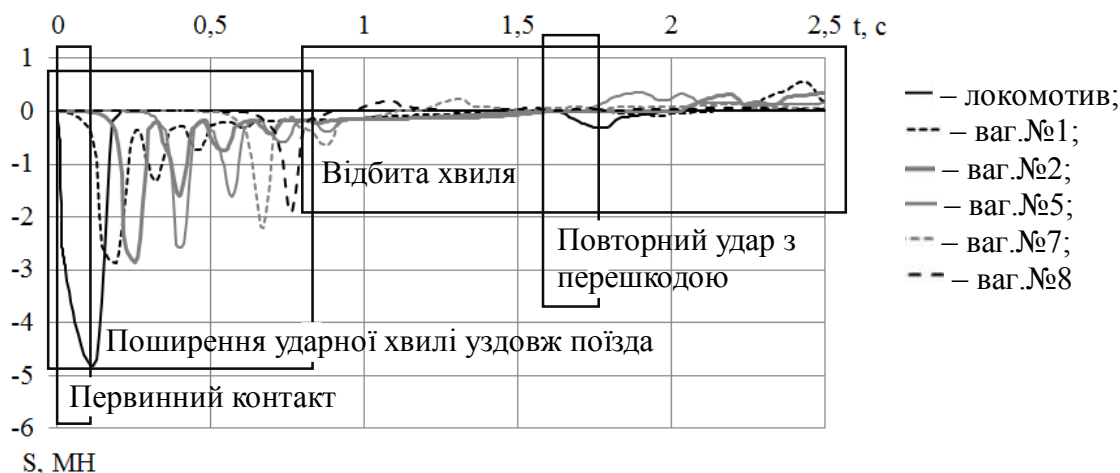


Рисунок 3 – Осцилограма зусиль у міжвагонних з'єднаннях пасажирського поїзда при його зіткненні з перешкодою масою 100 т із швидкістю 25 км/год

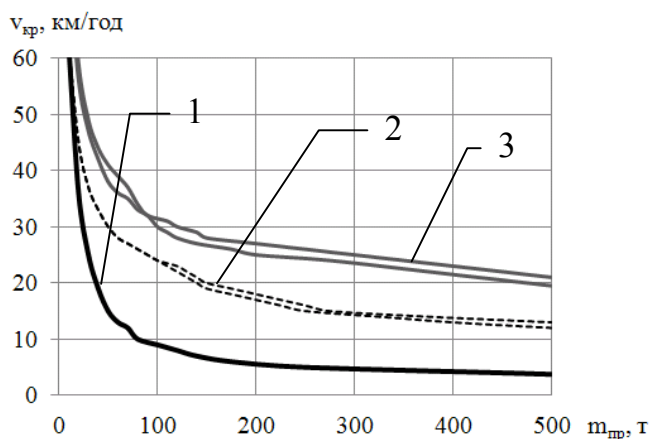
Для визначення рівня безпеки пасажирів було використано такий показник, як критична швидкість, що відображає максимальне значення швидкості зіткнення для заданого сценарію, коли не порушуються вимоги безпеки, які в роботі були сформульовані таким чином: у процесі зіткнення рівень допустимих значень поздовжніх сил, що діють на конструкцію вагонів, має не перевищувати 2,5 МН, а рівень поздовжніх прискорень екіпажів поїзда – 3 g.

Встановлено, що критичні швидкості для розглянутого поїзда при зіткненні його з перешкодами в найбільш небезпечному діапазоні мас від 50 до 500 т становлять від 4 до 18 км/год залежно від маси перешкоди.

Далі виконано аналіз впливу на рівень безпеки пасажирів використання в МЗ поїзда стандартних ударних пристроїв з різними силовими характеристиками. Результати розрахунків показали, що відмінність критичних швидкостей в діапазоні мас перешкод від 50 до 500 т порівняно з випадком, коли поїзд обладнано автозчепленням з поглинальним апаратом Р-2П, склали не більше 3 км/год.

На підставі отриманих результатів зроблено узагальнений висновок, що стандартні засоби амортизації поздовжнього удару здатні забезпечити захист пасажирів при зіткненні поїзда з перешкодами, маси яких сумірні з масою поїзда або ОРС, із швидкістю до  $3 \div 15$  км/год залежно від сценарію зіткнення.

Було проаналізовано вплив на рівень безпеки пасажирів енергоємності пристроїв пасивного захисту вагонів у діапазоні, який обумовлений габаритними обмеженнями щодо ППЗ та міцністю пасажирських вагонів. За результатами цих досліджень (рис. 4) встановлено, що істотне поліпшення рівня безпеки пасажирів можна забезпечити при установці по краях вагонів ППЗ, енергоємність яких становить  $0,20 \div 0,25$  МДж. Такий захист дозволить при зіткненні даного поїзда з перешкодами масою від 50 до 500 т підвищити критичні швидкості зіткнення до  $12 \div 30$  км/год. Також встановлено, що додаткове устаткування пристроями пасивного захисту з енергоємністю  $0,75 \div 1,0$  МДж і локомотива може збільшити критичну швидкість зіткнення поїзда додатково ще на  $8 \div 11$  км/год, що становитиме від 20 до 40 км/год залежно від маси перешкоди.



- 1 – ППЗ відсутні;
- 2 – ППЗ вагонів  $0,20 \div 0,25$  МДж;
- 3 – сумісне обладнання ППЗ вагонів та локомотива енергоємністю  $0,20 \div 0,25$  МДж та  $0,75 \div 1,0$  МДж відповідно

Рисунок 4 – Залежність критичних швидкостей зіткнення від енергоємності ППЗ вагонів та локомотива:

Аналіз існуючих технічних рішень з пасивного захисту залізничного рухомого складу показав, що для вітчизняних пасажирських вагонів доцільним є використання ППЗ, які встановлюються в торцевих частинах рами вагона. При розташуванні захисту на рамі вітчизняного вагона з урахуванням його конструктивних особливостей достатньо ефективним і більш простим рішенням є установка ППЗ в області буферних вузлів. Згідно з цим запропоновано й розглянуто

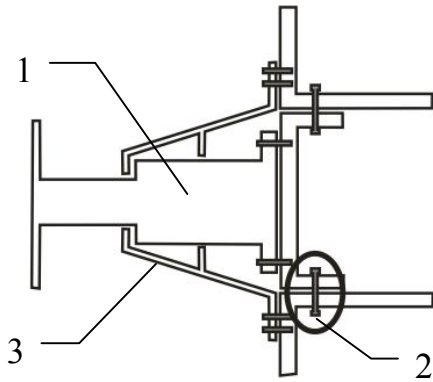


Рисунок 5 – Схема ППЗ вагона

технічне рішення, де як ППЗ вагонів вибрані змонтовані на рамі послідовно буферам ЕЕ коробчастого типу у вигляді зрізаної піраміди. Принцип роботи цього ППЗ такий (рис. 5.): у експлуатаційному режимі буфер (1) передає навантаження на раму вагона. У аварійному режимі – при заданій поздовжній силі, після закриття буфера, руйнуються кріплення (2). Потім відбувається процес деформації енергопоглинального елемента (3), затиснутого між рамою вагона і буферною тарілкою.

Для обґрунтування можливості використання даних ППЗ на існуючих рамах вагонів виконано дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів рами при експлуатаційних стискальних навантаженнях та навантаженнях, характерних для роботи ППЗ. З цією метою була розглянута конструкція рами кузова суцільнометалевого пасажирського вагона моделі 47Д (рис. 6, а). Було розглянуто такі режими навантаження:

а) експлуатаційний режим – навантаження та вимоги до міцності конструкції рами відповідають встановленому Нормами 3-му експлуатаційному режиму;

б) режим включення ППЗ – стискальне навантаження  $F_{ППЗ}$ , що дорівнює 1,5 МН, прикладається через місця розташування ударних пристроїв, вимоги до міцності конструкції рами відповідають встановленому Нормами 1-му розрахунковому режиму;

в) режим роботи ППЗ – стискальні навантаження мають максимальні значення силової характеристики ППЗ, що прикладаються через місця їх розташування, вимоги до міцності конструкції рами відповідають встановленому Нормами 1-му розрахунковому режиму.

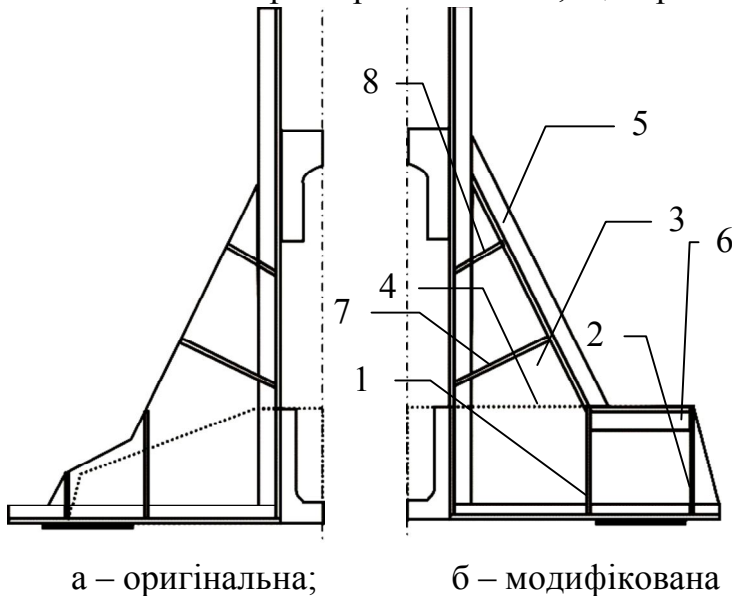


Рисунок 6 – Конструкція рами вагона моделі 47Д

Результати розрахунків рами вагона моделі 47Д показали, що конструкція рами вагона у вихідному стані не задовольняє умови розрахункового режиму роботи ППЗ. Основні причини цього в тому, що рама проектувалася для вагонів, які не розраховані на обладнання їх пристроями пасивного захисту. У зв'язку з цим розглянута можливість посилення конструкції рами вагона і отримано, що одним із способів виконання цього (рис. 6, б): змінити місця розміщення поздовжніх перегородок (1, 2), форми верхніх та нижніх пластин (3, 4), додати швелера (5) та (6) і ребра жорсткості (7) та (8).

Розрахунок НДС рами після внесення змін показав, що конструкція відповідає умовам режимів навантаження, що розглядаються, та витримує в режимі роботи ППЗ стискальні навантаження до 2,0 МН.

У *четвертому розділі* виконано аналіз впливу геометричних параметрів ЕЕ у вигляді зрізаної піраміди (рис. 7) на процеси втрати стійкості конструкції, та пружно-пластичного деформування.

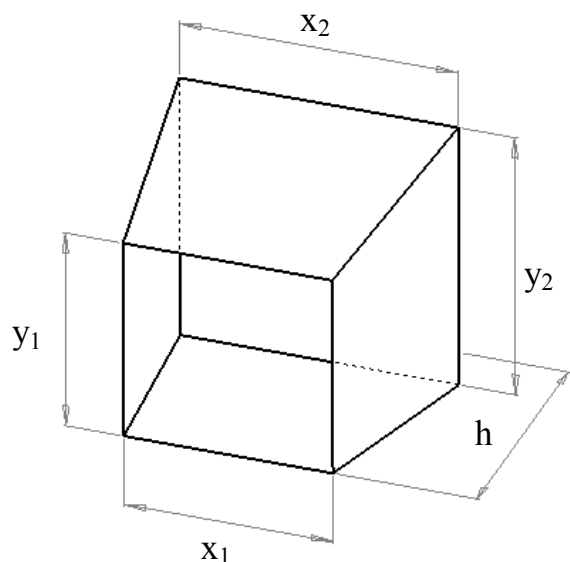


Рисунок 7 – Геометрична модель ЕЕ

Зроблено вибір раціональних параметрів ЕЕ відповідно до раніше визначених інтегральних параметрів ППЗ пасажирських вагонів.

Вплив геометричних параметрів ЕЕ на втрату стійкості його конструкції проаналізовано відносно базових значень параметрів  $h=360$  мм,  $x_1 \times y_1=300 \times 300$  мм<sup>2</sup>,  $x_2 \times y_2=400 \times 400$  мм<sup>2</sup>, товщина пластин  $s=3$  мм. Як конструкційний матеріал ЕЕ розглядався матеріал Ст3.

Згідно з виконаним розрахунком (рис. 8) втрата стійкості енергопоглинального елемента відбувалася з утворенням однієї складки по висоті,

при цьому матеріал конструкції не піддавався пластичним деформаціям.

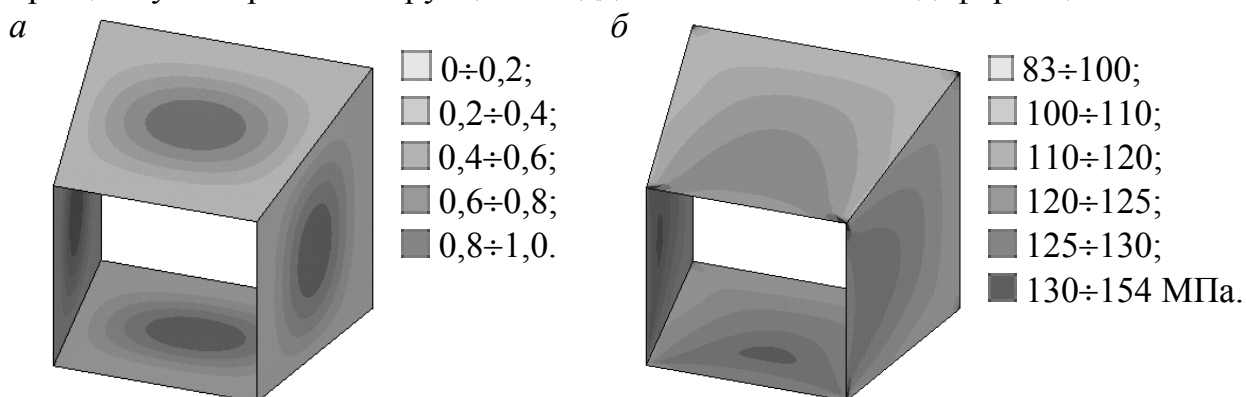


Рисунок 8 – Форма втрати стійкості (а) та НДС (б) конструкції ЕЕ

Дослідження впливу основних геометричних параметрів ЕЕ на НДС та критичну силу втрати стійкості його конструкції при варіюванні товщини  $s$  оболонки ЕЕ показало значний її вплив як на критичну силу, так і на максимальні значення напружень, що виникають в конструкції на бічних гранях у момент втрати стійкості конструкції (рис. 9). Встановлено, що раціональні значення товщини для даної конструкції лежать у діапазоні 2,5-4,0 мм, що обумовлено необхідністю забезпечення втрати стійкості конструкції в пружній зоні та забезпечення значень критичних сил на рівні, сумірному із середньою силою роботи ППЗ.

Аналіз впливу на втрату стійкості ЕЕ форми основ при постійному їх периметрі показав, що при зміні форми від квадратної до прямокутної із співвідношенням сторін 2:3 максимальне напруження та критична сила зменшується не більше, ніж на 12 %, що засвідчує можливість управління рівнем критичної сили завдяки зміні форми основ тільки в обмеженому діапазоні значень.

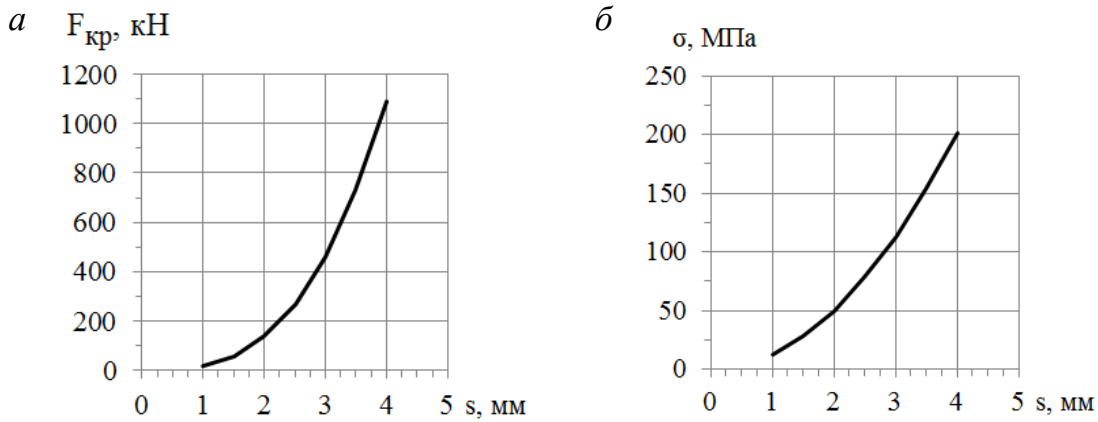


Рисунок 9 – Залежність критичної сили (а) та максимального напруження (б) від товщини пластин конструкції ЕЕ

На рис. 10 наведено результати дослідження впливу площі перерізів основ ЕЕ на процес втрати стійкості його конструкції при постійних пропорціях розмірів граней. Тут параметр  $k_2$  – це коефіцієнт масштабування розмірів перерізу ЕЕ до базових значень. Отримано, що в міру збільшення перерізу спочатку спостерігається різке зменшення значень критичної сили за рахунок істотного зменшення внеску жорсткості ребер у загальну жорсткість конструкції, а потім – відносно невелике її зростання, зумовлене збільшенням конструкційної жорсткості виключно за рахунок збільшення перерізу пластин граней. Згідно з отриманими результатами раціональні значення  $k_2$  для даної конструкції ЕЕ лежать в діапазоні від 0,8 до 1,1, де зміни розмірів перерізів істотно не впливають на критичні сили та максимальне напруження набуває значення більше  $0,5 \sigma_T$ .

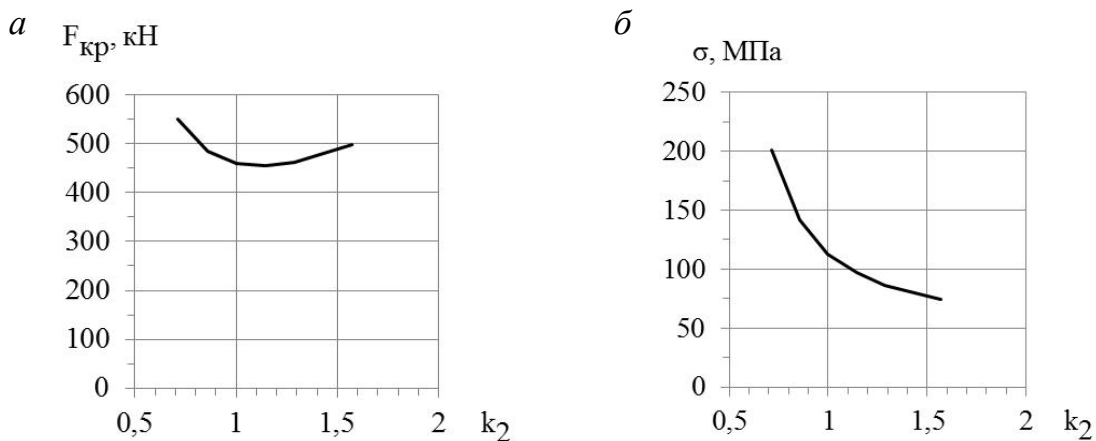


Рисунок 10 – Залежність критичної сили (а) та максимальної напруження (б) від розміру перерізу основ конструкції ЕЕ

Проаналізовано вплив кута нахилу пластин граней до більшої основи  $\alpha$  на критичну силу ЕЕ при постійному розмірі середнього перерізу зрізаної піраміди. Встановлено, що із зменшенням кута  $\alpha$  у конструкції відбувається перерозподіл напружень, а також підвищення та зміщення її максимальних значень у бік меншої основи, що може викликати зміну характеру пружно-пластичної деформації. Тому зроблено висновок, що значення кута  $\alpha$  доцільно вибирати не



менше ніж  $75^\circ$ , що дасть можливість отримати розподіл напружень з максима-

льними значеннями в області випинання граней ЕЕ.

Для аналізу процесу пружно-пластичного деформування ЕЕ коробчастого типу у вигляді зрізаної піраміди виконані експериментальні дослідження стиснення зразка 1, параметри якого відповідали базовим параметрам моделі 1. Було встановлено, що енергія, витрачена на деформацію конструкції, складала 41 кДж (рис. 11). На підставі результатів експериментальних досліджень зроблено висновок про необхідність підвищення енергоємності ЕЕ за рахунок збільшення кількості матеріалу конструкції, що пластично деформується.

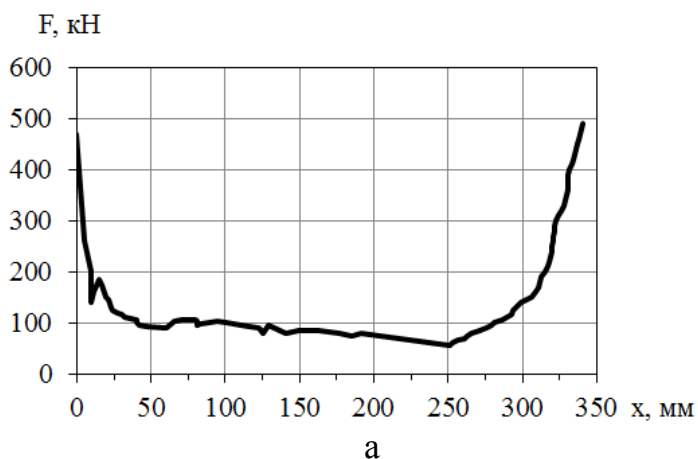
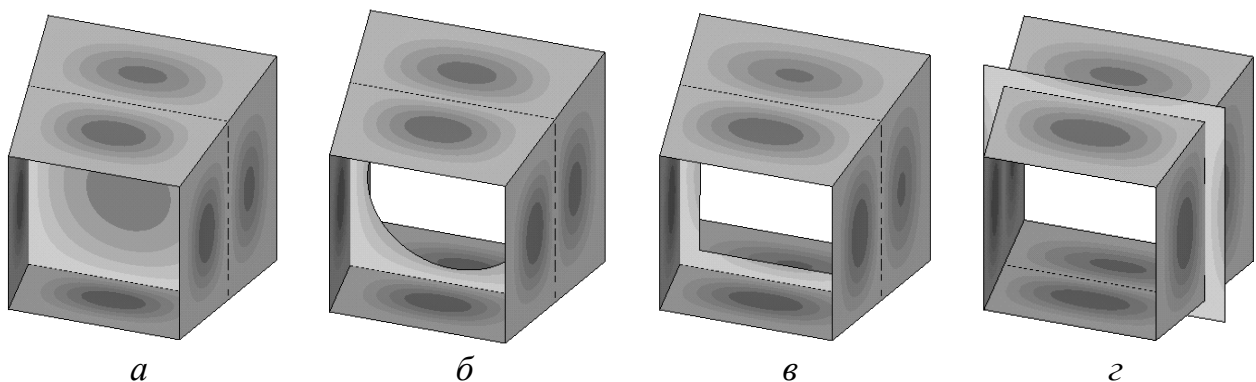


Рисунок 11 – Силова характеристика (а) та кінцева форма деформації (б) ЕЕ

У зв'язку з цим далі було розглянуто можливість застосування в ЕЕ ініціаторів деформацій, що дозволять отримати більш складні форми деформування їх конструкцій. Отримано, що при установці в модель зразка 1 ініціатора деформацій у вигляді діафрагми товщиною  $s_d=4$  мм на відстані від більшої основи  $h_d=180$  мм (модель 2-1) втрата стійкості конструкції відбувається з утворенням двох складок по довжині ЕЕ (рис. 12, а).



■ 0÷0,2; ■ 0,2÷0,4; ■ 0,4÷0,6; ■ 0,6÷0,8; ■ 0,8÷1,0

Рисунок 12 – Форма втрати стійкості конструкцій ЕЕ із: суцільною діафрагмою (а), діафрагмою з круглим вирізом (б), внутрішніми (в) та зовнішніми (г) підкріплювальними пластинами

Для дослідження впливу місця розміщення діафрагми на критичну силу втрати стійкості окремих частин ЕЕ, розділених діафрагмою, створена додаткова скінчено-елементна математична модель 3. Порівняно з моделлю 1 на одній з основ конструкції присутня пластина, що моделює діафрагму.

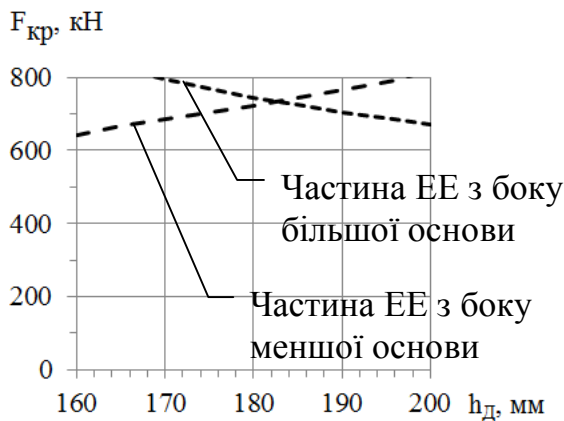


Рисунок 13 – Залежність критичної сили втрати стійкості конструкції ЕЕ від місця розташування діафрагми

В процесі розрахунків при варіюванні відстані між діафрагмою та більшою основою  $h_d$  у діапазоні значень 160÷200 мм отримано (рис. 13), що при розміщенні діафрагми на відстані до 180 мм першою втрачає стійкість частина ЕЕ з боку меншої основи, при висоті більше 185 мм – з боку більшої. У діапазоні  $h_d$  180÷185 мм втрата стійкості частин ЕЕ відбувалась при сумірних значеннях критичних сил, що повинно сприяти отриманню більш рівномірних силових характеристик ЕЕ.

Було розглянуто вплив на процес втрати стійкості конструкції ЕЕ наявності в діафрагмі круглого вирізу з діаметром  $d_d$  (модель 2-2) або заміни її внутрішніми (модель 2-3) чи зовнішніми (модель 2-4) підкріплювальними пластинками шириною  $l_d$  (для моделі 2-2  $l_d$  – це найкоротша відстань в площині діафрагми від вирізу до оболонки ЕЕ). Отримано, що використання усіх типів підкріплювальних елементів і діафрагм ( $h_d=180$  мм  $s_d=4$  мм  $l_d=35$  мм) призводило до утворення форми втрати стійкості у вигляді двох хвиль (рис. 12).

Оцінка впливу параметрів ініціаторів деформацій на критичні сили ЕЕ показала, що із збільшенням товщини  $s_d$  у розглянутому діапазоні спостерігається зростання значень критичної сили. Найбільше зростання відбувається в тих конструкціях ЕЕ, у яких ініціатор деформацій має більшу конструкційну жорсткість (рис. 14, а). Так само встановлено, що у моделей 2-2 та 2-4 ширина діафрагми  $l_d$  на критичну силу істотного впливу не дає, на відміну від моделі 2-3, яка в діапазоні значень від 25 до 45 мм зростає (рис. 14, б).



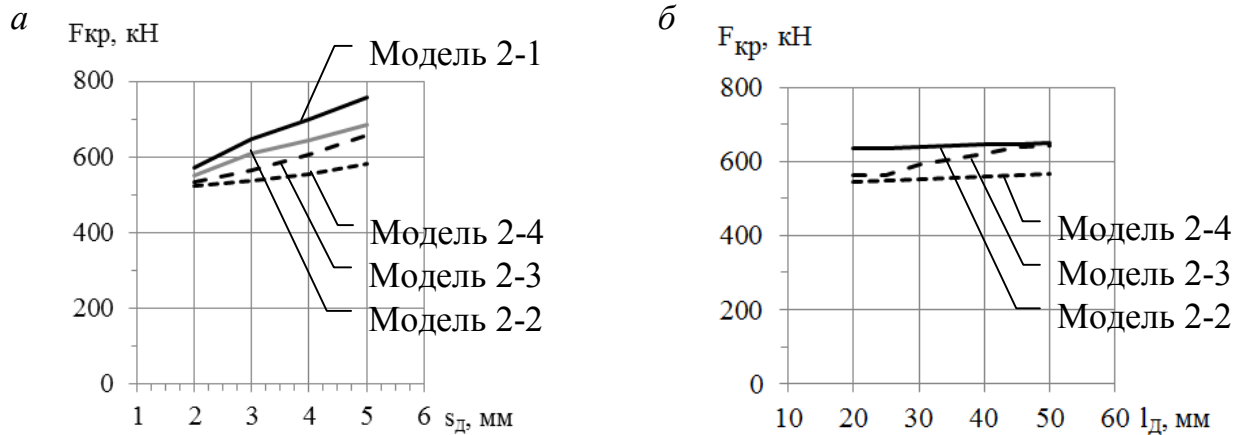


Рисунок 14 – Залежність критичної сили втрати стійкості конструкцій ЕЕ від товщини (а) та ширини (б) ініціаторів деформацій

У цілому отримано, що установка суцільної діафрагми забезпечує найбільший рівень критичних сил, а створення в діафрагмі вирізу з  $l_d > 30$  мм істотно не зменшує їх значення. Щодо заміни діафрагми пластинами одержано, що зовнішні пластини мають малу конструкційну жорсткість і для управління складкоутворенням малоприсади, а використання внутрішніх діафрагм доцільне з шириною  $l_d$ , яка становить 35 мм і більше.

За результатами виконаних досліджень створено експериментальний зразок 2, який є модифікацією конструкції зразка 1, де було встановлено додаткову внутрішню 4 мм діафрагму на відстані 185 мм від більшої основи. У результаті проведеного експериментального стиснення зразка показано, що його енергоємність становила 115 кДж (рис. 15). Таким чином отримана енергоємність ЕЕ дає можливість реалізувати пасивний захист вагона з шуканою інтегральною характеристикою, а параметри даного зразка є шуканими раціональними.

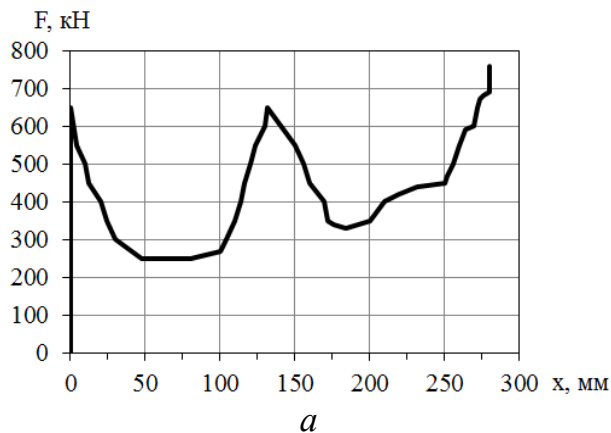


Рисунок 15 – Силова характеристика (а) та кінцева форма деформації (б) ЕЕ №2

У п'ятому розділі виконано техніко-економічну оцінку використання ППЗ з вибраними параметрами. Розрахунки показали, що окрім зменшення кількості нанесеного збитку здоров'ю та життю пасажирів, застосування ППЗ дозволить отримати економічний ефект за рахунок зниження кількості витрат, необхідних для відновлення пошкодженого пасажирського рухомого складу, на суму понад 8 млн грн у випадку виникнення однієї аварійної ситуації середньої тяжкості.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень вирішена актуальна науково-практична задача підвищення безпеки пасажирів залізничного транспорту шляхом устаткування пасажирських вагонів пристроями пасивного захисту, що дозволить зменшити людські втрати при виникненні зіткнень поїздів або наїзді поїзда на перешкоду. Основні наукові результати, висновки і практичні рекомендації полягають у такому:

1. За результатами аналізу існуючих конструкцій пасивного захисту для вітчизняних пасажирських вагонів запропоновано використовувати енергопоглинальні елементи у формі зрізаної піраміди з ініціаторами деформацій з розташуванням їх на рамі вагона послідовно за буферами.

2. Вдосконалено математичну модель для оцінки динамічної навантаженості пасажирського поїзда, вагони якого обладнано пристроями пасивного захисту, під час зіткнення його з перешкодою. У моделі ураховано роботу енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту, які встановлено сумісно з ударно-тяговими пристроями.

3. З використанням методів скінченних елементів та чисельного інтегрування розроблено методику вибору раціональних параметрів енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту, яка дозволяє врахувати особливості рухомого залізничного складу колії 1520 мм.

4. Виконано дослідження поздовжньої динаміки пасажирського поїзда в процесі його аварійних зіткнень з перешкодами масами від 50 до 500 т. Встановлено, що стандартні пристрої амортизації забезпечують критичні швидкості зіткнення порядку  $3\div 15$  км/год залежно від маси перешкоди.

5. З використанням розробленої методики обрано інтегральні характеристики пасивного захисту екіпажів поїзда. Отримано, що енергоємність захисту вагонів повинна складати  $0,20\div 0,25$  МДж, локомотива –  $0,75\div 1,0$  МДж. Сумісне використання такого захисту дозволить підвищити критичні швидкості зіткнення поїзда з перешкодами масою від 50 до 500 т до  $20\div 40$  км/год залежно від маси перешкоди.

6. Удосконалено скінченно-елементну модель кінцевої частини рами пасажирського вагона моделі 47Д, яка враховує особливості контрольованого деформування енергопоглинальних пристроїв пасивного захисту, та здійснено за її допомогою оцінку напружено-деформованого стану конструкції рами при дії поздовжніх стискальних сил, характерних для аварійного режиму навантаження. Підтверджено можливість установки запропонованих пристроїв пасивного захисту на рамі вітчизняних пасажирських вагонів послідовно за буферами.

7. Досліджено вплив геометричних параметрів енергопоглинального елемента на рівень критичної сили й форму втрати стійкості його конструкції. Визначено їх раціональні значення. Встановлено, що захисний елемент у вигляді зрізаної піраміди з діафрагмою повинен мати такі розміри: довжини сторін нижньої і верхньої основи відповідно 400 мм та 300 мм, довжину 370 мм, товщину бічних стінок піраміди 3 мм, ініціатор деформацій розташовується на відстані 185 мм від більшої основи, його товщина становить 4 мм.

8. Виконано експериментальні дослідження пружно-пластичного деформування енергопоглинального елемента з вибраними параметрами. Отримано, що енергоємність елемента дорівнює 115 кДж, що дозволяє реалізувати пасив-

ний захист пасажирського вагона з вибраною інтегральною характеристикою. Розбіжність результатів теоретичних і експериментальних досліджень становить не більше 10 %.

9. Розроблено й передано ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» пропозиції і рекомендації зі створення перспективних конструкцій пристроїв пасивного захисту пасажирських вагонів України.

10. Зроблено оцінку економічної ефективності використання пристроїв пасивного захисту. Показано, що застосування пристроїв пасивного захисту з вибраними характеристиками дозволяє отримати економічний ефект близько 8 млн грн у випадку виникненні однієї аварійної ситуації середньої тяжкості.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА**

### **ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

#### **Основний**

1. Горобець Д. В. Исследование эффективности поглощающих аппаратов автосцепок в условиях аварийного столкновения пассажирского поезда / Д. В. Горобец, Е. Г. Богомаз // Техническая механика. – 2004. – Вып. 1. – С 62–65.

2. Науменко Н. Е. Оценка эффективности использования элементов защиты конструкций локомотивов и вагонов пассажирских поездов при аварийных соударениях / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Е. Г. Богомаз, Д. В. Горобец // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2005. – Вип. 8. – С. 79–85.

3. Богомаз Г. И. Расчет рам пассажирских вагонов, оборудованных жертвенными элементами, при действии продольных сил / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык, И. К. Хрущ // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – 2007. – Вип. 11. – С. 15–22.

4. Богомаз Г. И. Оценка напряженно-деформированного состояния рам пассажирских вагонов, буфера которых оборудованы жертвенными элементами / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык, М. Б. Соболевская, И. К. Хрущ // Техническая механика. – 2007. – Вып. 2. – С. 134 – 137.

5. Богомаз Г. И. Устойчивость жертвенных элементов устройств защиты пассажирских вагонов при осевом сжатии / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, И. К. Хрущ // Техническая механика. – 2006. – Вып. 1. – С. 56–59.

6. Богомаз Г. Анализ характера деформирования жертвенных элементов, предназначенных для защиты пассажирских вагонов, при сверхнормативных сжимающих нагрузках / Г. Богомаз, М. Кельрих, М. Соболевская, И. Хрущ, Д. Горобец // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту: Серія «Транспортні системи і технології». – 2007. – Вип. 12. – С. 12–18.

7. Богомаз Г. И. Экспериментальная отработка жертвенных элементов для защиты пассажирских вагонов в аварийной ситуации / Г. И. Богомаз, В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, М. А. Демешко // Вісник Дніпропетровського університету: Серія «Механіка». – 2007. – Вип. 11. – Т. 2. – С. 19–28.

8. Богомаз Г. И. Исследование процесса деформирования конструкций коробчатого типа при действии сжимающих нагрузок / Г. И. Богомаз,

В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец // Вісник Дніпропетровського нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2007. – Вип. 18. – С. 114–117.

9. Гудрамович В. С. Экспериментальные исследования энергопоглощающих свойств трубчатых перфорированных элементов при статическом сжатии / В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, М. Ф. Демешко, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Техническая механика. – 2010. – № 3. – С. 91-99.

### *Додатковий*

10. Науменко Н. Е. Оценка эффективности использования элементов защиты конструкций локомотивов и вагонов пассажирских поездов при аварийных соударениях / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Е. Г. Богомаз, Д. В. Горобец // Тези доповідей 11-ї міжнародної конф. «Проблеми механіки залізничного транспорту. Динаміка, міцність та безпека рухомого складу». – Д., 2004. – С. 125.

11. Богомаз Г. И. Оценка эффективности использования элементов защиты локомотива и пассажирских вагонов для повышения безопасности движения поездов / Г. И. Богомаз, М. Б. Кельрих, Н. Е. Науменко, Д. В. Горобец // Тези доповідей другої науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем: техніка, технологія, економіка і управління». – Ч. 1. Техніка, технологія. – К., 2004. – С. 8-9.

12. Богомаз Г. И. О выборе жертвенных элементов устройств защиты железнодорожных экипажей от аварийных продольных соударений / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, В. В. Мигур, С. А. Сирота, И. К. Хрущ // Тезисы 65-й международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Д., 2005. – С. 39-40.

13. Богомаз Г. И. О создании конструкции жертвенных элементов пассажирских экипажей / Г. И. Богомаз, Д. В. Горобец, И. К. Хрущ // Тезисы докладов 2-й научно-практической конференции «Внедрение наукоемких технологий на магистральном и промышленном транспорте». – Алушта, 2006. – С. 36.

14. Богомаз Г. И. Экспериментальная отработка жертвенных элементов для защиты пассажирских вагонов в аварийной ситуации / Г. И. Богомаз, В. С. Гудрамович, М. Б. Соболевская, С. А. Сирота, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, М. А. Демешко // Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції пам'яті академіка НАН України В. І. Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій» – Д, 2007. – С. 163-165.

15. Богомаз Е. Г. Оценка нагруженности вагонов пассажирских поездов при аварийных столкновениях / Е. Г. Богомаз, Д. В. Горобец // Матеріали 4-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізнич. транспорту: управління, економіка і технології» Серія. «Техніка, технологія». – К. : ДЕТУТ, 2008. – С. 7-8.

16. Богомаз Г. И. Пассивная защита пассажирских вагонов в случае аварийного соударения / Г. И. Богомаз, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Матеріали 4-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізнич.

транспорту: управління, економіка і технології» Серія. «Техніка, технологія». – К. : ДЕТУТ, 2008. – С. 8–9.

17. Горобец Д. В. Оценка эффективности работы поглощающих аппаратов по защите пассажирских поездов при аварийных столкновениях / Д. В. Горобец // Сборник докладов и тезисов международной научно-практической конференции «Информационные технологии в управлении сложными системами». – Д., 2008. – С. 165.

18. Богомаз Г. И. Исследование устойчивости и напряженно-деформированного состояния коробчатых конструкций при осевом сжатии / Г. И. Богомаз, М. Б. Соболевская, И. К. Хрущ, Д. В. Горобец // Сборник докладов и тезисов международной научно-практической конференции «Информационные технологии в управлении сложными системами». – Д., 2008. – С. 188

19. Богомаз Е. Г. Анализ эффективности работы существующих поглощающих аппаратов пассажирских вагонов / Е. Г. Богомаз, Д. В. Горобец, В. В. Мигур // Тезисы докладов 12-й международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение». – Д., 2008. – С. 36.

20. Сирота С. А. Средства пассивной защиты железнодорожных экипажей при аварийных ситуациях / С. А. Сирота, Д. В. Горобец, Ю. А. Клык // Тезисы докладов 12-й международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение». – Д., 2008. – С. 145.

21. Горобец Д. В. Методика выбора интегральных параметров пассивной защиты / Д. В. Горобец, И. К. Хрущ // Тезисы докладов 70-й международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Д., 2010. – С. 26–27.

22. Горобец Д. В. Подход к выбору параметров конструкций энергопоглощающих элементов пассивной защиты железнодорожного подвижного состава / Д. В. Горобец // Матеріали 5-ї міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології». – К., 2011. – С. 40 – 41.

## АНОТАЦІЯ

Горобець Д. В. Визначення раціональних параметрів елементів пасивного захисту пасажирських вагонів при аварійних зіткненнях поїздів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпропетровськ, 2012.

Дисертація присвячена питанням вибору раціональних параметрів пристроїв пасивного захисту для пасажирського залізничного транспорту колії 1520 мм. Створена методика з вибору параметрів енергопоглинальних елементів. Удосконалена математична модель зіткнення пасажирського поїзда з перешкодою. Досліджено вплив силових характеристик пристроїв пасивного за-

хисту на рівень безпеки пасажирів при аварійних зіткненнях поїздів. Виконано вибір раціональних параметрів енергопоглинальних елементів пристроїв пасивного захисту вагонів.

Ключеві слова: залізничний транспорт, пасивний захист, пасажирський вагон, енергопоглинальний елемент, динамічна навантаженість, зіткнення.

### АННОТАЦИЯ

Горобец Д. В. Определение рациональных параметров элементов пассивной защиты пассажирских вагонов при аварийных соударениях поездов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов. Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Днепропетровск, 2012.

Диссертация посвящена научному обоснованию выбора рациональных параметров устройств пассивной защиты пассажирского железнодорожного транспорта колеи 1520 мм, использование которой позволит уменьшить человеческие потери в случае возникновения аварийных ситуаций связанных с аварийными столкновениями поездов.

Проведены исследования продольной динамики поезда в процессе его аварийных соударений с препятствиями массой  $50 \div 500$  т, которая характерна для одиночно стоящих или сцепов из нескольких вагонов. Установлено, что стандартные устройства амортизации обеспечивают безопасность пассажиров и подвижного состава при скоростях соударения до  $3 \div 15$  км/ч в зависимости от массы преграды.

Для повышения уровня безопасности, на основании выполненного анализа существующих конструкций пассивной защиты для пассажирских вагонов, было предложено использовать дополнительные энергопоглощающие элементы в форме усеченной пирамиды с инициаторами деформаций и размещением их на раме вагона последовательно буферам.

С целью оценки динамической нагруженности пассажирского поезда, вагоны которого оборудованы устройствами пассивной защиты, усовершенствована математическая модель, где была учтена работа энергопоглощающих элементов устройств пассивной защиты, установленных совместно с ударно-тяговыми приборами в междвагонных соединениях.

С применением предложенной модели был выполнен выбор интегральных характеристик пассивной защиты экипажей поезда. Установлено, что энергоемкость защиты вагонов должна составлять  $0,20 \div 0,25$  МДж, локомотива –  $0,75 \div 1,0$  МДж. Совместное использование защиты локомотива и вагонов позволяет обеспечить безопасность пассажиров и подвижного состава при скоростях соударения поездов с преградами массой  $50 \div 500$  т до  $20 \div 40$  км/ч в зависимости от массы преграды, а при превышении этих скоростей использование защиты позволяет значительно снизить негативные последствия аварии.

Усовершенствована конечно-элементная модель концевой части рамы пассажирского вагона модели 47Д при действии на него продольных сжимающих

сил, которая учитывает особенности контролируемой деформации энергопоглощающих элементов пассивной защиты. С использованием данной модели была выполнена оценка напряжено-деформированного состояния концевой части рамы вагона при действии сверхнормативных нагрузок. Показана принципиальная возможность установки на раме пассажирских вагонов последовательно за буферами предлагаемых устройств пассивной защиты.

В процесс выполнения работы была разработана методика выбора рациональных параметров энергопоглощающих элементов устройств пассивной защиты, особенность которой состоит в поэтапном применении математических моделей разной сложности для последовательного уточнения названных параметров.

На основе выполненных исследований влияния геометрических параметров энергопоглощающего элемента на уровень критической силы и форму потери устойчивости его конструкции, а также экспериментальной оценки характера упругопластического деформирования энергопоглощающего элемента были определены рациональные значения его параметров. Проведенные исследования показали, что энергоемкость элемента с рациональными параметрами составляет 115 кДж, что позволяет реализовать пассивную защиту пассажирского вагона с выбранной интегральной характеристикой.

Оценка экономической эффективности использования предложенных устройств пассивной защиты с выбранными характеристиками показала, что их применение позволяет получить предполагаемый экономический эффект около 8 млн. грн. в случае возникновения единичной аварийной ситуации средней тяжести.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, пассивная защита, пассажирский вагон, энергопоглощающий элемент, динамическая нагруженность, соударение.

## SUMMARY

Gorobets' D. V. The determination of rational parameters of passive protection elements of passenger coaches under train emergency collisions. – Manuscript.

Thesis for a candidate's degree in Engineering Sciences on specialty 05.22.07 – railway rolling stock and train traction. – Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipropetrovsk, 2012.

The thesis is devoted to problems of determination of rational parameters of passive protection devices for passenger rail transport for the track gauge of 1,520 mm. The methodology of determining the parameters of energy dissipative element is developed. The mathematical model of collision of a passenger train with an obstacle is improved. The influence of load characteristics of passive protection devices on passengers' safety level under train emergency collisions is studied. The rational parameters of energy dissipative elements for passive protection devices of passenger coaches are obtained.

Keywords: railway transport, passive protection, passenger coach, energy dissipative element, dynamics loading, mutual collision.





**ГОРОБЕЦЬ ДМИТРО ВОЛОДИМИРОВИЧ**

**ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ  
ПАСИВНОГО ЗАХИСТУ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ  
ПРИ АВАРІЙНИХ ЗІТКНЕННЯХ ПОЇЗДІВ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

---

Підписано до друку «20» грудня 2012 р.  
Формат паперу 60×84/16. Ум. друк. арк. 0,9. Обл.-вид. арк. 1,0.  
Тираж 100 пр. Замовлення №\_\_\_\_\_.

---

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного  
транспорту імені академіка В. Лазаряна

Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК № 1315 від 31.03.2003

Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:  
вул. Лазаряна, 2; Дніпропетровськ, 49010.