

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет залізничного транспорту

**ПАВЛЮЧЕНКОВ МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ**

УДК 629.463.32

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КІНЦЕВИХ ОПОРНИХ ПРИСТРОЇВ  
ВАГОНІВ-ЦИСТЕРН З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ МАТЕРІАЛОЄМНОСТІ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2017

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі будівельної механіки та гідравліки Українського державного університету залізничного транспорту Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент  
Ватуля Гліб Леонідович,  
Український державний університет залізничного  
транспорту, кафедра будівельної  
механіки та гідравліки, завідувач кафедри

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент  
Фомін Олексій Вікторович,  
Державний економіко-технологічний  
університет транспорту, кафедра вагонів та  
вагонного господарства, професор кафедри;

кандидат технічних наук, доцент  
Рейдемейстер Олексій Геннадійович,  
Дніпропетровський національний університет  
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна,  
кафедра вагонів та вагонного господарства,  
доцент кафедри.

Захист відбудеться « 29 » червня 2017 р. о \_\_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04 в Українському державному університеті залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Українського державного університету залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7 і на сайті <http://kart.edu.ua>

Автореферат розісланий «\_\_» травня 2017 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради

А.В. Прохорченко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Вагони-цистерни є одним з масових типів залізничного рухомого складу, що успішно застосовуються для перевезення наливних вантажів і газів. Умови експлуатації транспортних засобів пред'являють підвищені вимоги до міцності існуючих і нових конструкцій цистерн. Головною стратегічною задачею в галузі вагонного господарства згідно з основними напрямками розвитку та соціальної політики залізничного транспорту, поряд з підтримкою працездатності існуючого парку вантажних вагонів за рахунок підвищення якості їх ремонту, є удосконалення конструкції рухомого складу для підвищення його рентабельності та конкурентоспроможності.

Дослідження, які проводилися провідними організаціями в галузі рухомого складу, свідчать, що значення напружень у зонах кріплення котла до рами складають 70–90 % від максимальних напружень, які виникають у вагоні-цистерні. Упродовж тривалого часу експлуатації цистерн для перевезення рідких вантажів були виявлені найбільш слабкі місця в їх конструкції, які проявляються у вигляді відмов, пов'язаних з течєю і деформацією котлів, тріщинами в елементах рами та ін. Виконані обстеження показують, що в 6 % оглянутих вагонів-цистерн для перевезення рідких вантажів виявлені такі дефекти: тріщини в зоні крайніх опор котла, відрив лап у середній частині вагона та тріщини в нижній частині котла.

Роботи з прогнозування, усунення слабких місць і продовження терміну служби резервуарних вагонів мають виконуватися з урахуванням нових досягнень у сфері дослідження міцності і довговічності.

В умовах ринкової конкуренції виробники вантажних вагонів удосконалюють якість своєї продукції, покращують техніко-економічні параметри при одночасному зниженні металоємності.

У цих умовах актуальним є завдання подальшого розвитку й удосконалення конструкції цистерни. Одним із напрямків є застосування ефективних конструктивних рішень кріплення котла до рами.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана здобувачем згідно з «Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України на 2008–2020 роки» (затверджена Наказом Міністра транспорту та зв'язку України від 14 жовтня 2008 р. № 1259), «Стратегією розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року» (схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року № 1555-р), науково-дослідними роботами Українського державного університету залізничного транспорту (УкрДУЗТ) «Розробка методів оцінки життєвого циклу продукції для залізничного транспорту» (№ ДР 0113U003861), «Розробка теорії та методів оптимізації несучих конструкцій транспортних споруд» (№ ДР 0106U004122).

**Мета і задачі дослідження.** Мета полягає у вирішенні наукового завдання поліпшення техніко-економічних показників вагонів-цистерн за рахунок удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв з метою зниження металоємності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Обґрунтувати перспективні напрямки поліпшення техніко-економічних показників вагонів-цистерн для перевезення рідких вантажів.

2. Розглянути особливості розвитку конструктивних схем вітчизняних і закордонних цистерн, виконати патентно-бібліографічний аналіз технічних рішень опорних пристроїв, виявити переваги і недоліки.

3. Розробити розрахункову скінченно-елементну модель (РСЕМ) вагона-цистерни для перевезення рідких вантажів, що здатна описати: початкову недосконалість котла цистерни; фізичну і геометричну нелінійність; дефекти та пошкодження; податливість контакту між оболонкою й опорами; статичні, динамічні та випадкові впливи.

4. Довести адекватність розрахункової скінченно-елементної моделі вагона-цистерни за результатами аналітичних розрахунків та експериментальних випробувань.

5. Запропонувати варіанти удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв котла вагона-цистерни з метою зниження матеріалоемності.

6. Виконати оптимізацію геометричних розмірів складових опорного пристрою вагона-цистерни з метою зниження матеріалоемності.

7. Визначити напружено-деформований стан (НДС) запропонованих кінцевих опорних пристроїв та кузова вагона-цистерни взагалі на весь спектр навантажень згідно з нормативними документами.

8. Визначити економічний ефект від застосування запропонованого варіанта кінцевого опорного пристрою вагона-цистерни.

*Об'єкт дослідження* – процес удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв вагонів-цистерн з метою зниження матеріалоемності.

*Предмет дослідження* – конструкція кінцевих опорних пристроїв вагонів-цистерн для перевезення рідких вантажів.

**Методи дослідження.** У дисертаційній роботі були використані такі методи досліджень: при обробці даних щодо пошкоджень вагонів-цистерн – методи математичної статистики; для визначення напружень в оболонці котла цистерни від дії внутрішнього тиску – методи будівельної механіки та теорії пружності; при дослідженні напружено-деформованого стану конструкції вагона-цистерни від дії внутрішнього, гідростатичного і гідродинамічного тиску – метод скінченних елементів (МСЕ); для опису задачі оптимізаційного проектування та її розв'язання – чисельні методи; для розрахунку динамічних характеристик – математичне моделювання.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

Вперше:

1. Виконано математичний опис задачі оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності кінцевого опорного пристрою вагона-цистерни та використано його для удосконалення конструкції.

2. Розроблено математичні регресійні моделі для визначення маси кінцевого опорного пристрою та напружень, які виникають в опорній зоні котла і в кінцевому опорному пристрої вагона-цистерни.

3. Встановлено закономірності розподілу опорного тиску в поперечному перерізі котла з урахуванням конструктивних виконань кінцевих опорних пристроїв

та отримано залежності впливу опорного тиску на напружено-деформований стан котла вагона-цистерни.

Удосконалено:

1. Скінченно-елементні моделі вагона-цистерни для визначення напружено-деформованого стану за рахунок введення нелінійних скінченних елементів (одностороннього зв'язку і тертя, для моделювання вільного спірання і ковзання котла цистерни по крайніх опорах).

2. Аналітичні залежності оцінки напружено-деформованого стану вагона-цистерни від дії статичних і ударних навантажень у частині розрахунку напружень у котлі в зонах розриву кривизн поверхонь, що з'єднуються.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено розрахункову скінченно-елементну модель (РСЕМ) вагона-цистерни для перевезення рідких вантажів, що здатна описати: початкову недосконалість котла цистерни; фізичну і геометричну нелінійність; дефекти та пошкодження; податливість контакту між оболонкою та опорами; статичні, динамічні і випадкові впливи. Науково обґрунтовано напрямки удосконалення кінцевого опорного пристрою. Запропоновано конструктивне рішення кінцевого опорного пристрою вагона-цистерни (Патент України на корисну модель № 72134).

Результати проведених досліджень, а саме: запропонована конструкція кінцевого опорного пристрою вагона-цистерни та РСЕМ кузова вагона-цистерни – рекомендовані для практичного використання ТОВ «Головне спеціалізоване конструкторське бюро вагонобудування ім. В.М. Бубнова».

Основні положення дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ, у тому числі під час занять із підвищення кваліфікації фахівців залізниць України.

**Особистий внесок здобувача.** Результати, що становлять основний зміст дисертаційної роботи, отримані автором самостійно та проводились в УкрДУЗТ.

У роботах, які опубліковані у співавторстві, здобувачеві належить: [5] – виконано математичний опис задачі оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності опорного пристрою вагона-цистерни; [6] – змодельовані різні конструктивні варіанти опорних пристроїв, розраховані та проаналізовані; [8] – розроблення скінченно-елементної моделі вагона-цистерни з урахуванням початкової недосконалості та дефектів, її розрахунок та аналіз результатів; [10, 11] – розрахунок скінченно-елементної моделі вагона-цистерни на навантаження, які виникають при перевезенні вагонів залізничними поромними суднами. Усі результати дисертаційної роботи отримано особисто автором або за його безпосередньої участі.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на 70-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ, 15–16 квітня 2010 р.); XVIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 12–14 травня 2010 р.); 23-й Міжнародній науково-практичній конференції «Перспективные компьютерные, управляющие и телекоммуникационные системы для железнодорожного транспорта Украины» (м.

Алушта, Крим, вересень 2010 р.); XIX Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 01–03 червня 2011 р.); 74-й Міжнародній науково-технічній конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн (м. Харків, 24–25 квітня 2012 р.); IX Міжнародній науково-практичній конференції «Achievement of high school» (м. Софія, 17–25 листопада 2013 р.); III Міжнародній науково-практичній конференції «Инфраструктурные отрасли экономики: проблемы и перспективы развития» (м. Новосибірськ, 17 грудня 2013 р.); 76-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ, 19–20 травня 2016 р.); III Всеукраїнській інтернет-конференції молодих учених і студентів «Проблеми сучасного будівництва» (м. Полтава, 25 листопада 2016 р.).

Повністю дисертаційна робота доповідалася на розширеному засіданні кафедр «Будівельна механіка та гідравліка», «Експлуатація та ремонт рухомого складу» УкрДУЗТ у 2016 р. за участю членів спеціалізованої вченої ради.

**Публікації.** Основний зміст дисертації опубліковано у 20 наукових працях. З них 6 – у виданнях, рекомендованих МОН України для публікації результатів дисертаційних робіт (у тому числі 1 – у міжнародній наукометричній базі), 1 наукова праця входить до міжнародної наукометричної бази, 4 – додаткові та 9 тез доповідей на конференціях.

**Обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків.

Повний обсяг роботи складає 157 сторінок, з них основного тексту 124 сторінки. Робота ілюстрована 70 рисунками, з них 4 на окремих сторінках, наведено 21 таблицю, з них 6 на окремих сторінках, список використаних джерел із 154 найменувань на 17 сторінках і 4 додатки на 6 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність, показано зв'язок роботи з державними науковими програмами, сформульовано мету і задачі досліджень, визначено об'єкт і предмет досліджень, описано методи вирішення і наукова новизна, практичне значення результатів впровадження, особистий внесок, апробація, публікації, а також подано загальну характеристику дисертації.

У **першому розділі** наведено огляд конструктивних особливостей залізничних цистерн, навантажень, що діють на вагон, результати проведеного на основі патентно-бібліографічного пошуку аналізу існуючих технічних рішень опорних пристроїв вагонів-цистерн, визначено напрям та загальна методика досліджень НДС вагонів-цистерн, проведено аналіз методів досліджень, які використовувались у роботах попередників. Розроблення і вибір раціональних параметрів опорних пристроїв вагонів-цистерн мають бути виконані на основі попередніх теоретичних та практичних досліджень.

Аналіз розвитку вагонобудування показує, що значний внесок у дослідження рухомого складу залізниць зробили роботи вчених із ДержНДІВа,

УкрДУЗТу, ДНУЗТу, ДЕТУТу, ВНДІЗТу, МДУШС (МІПТ), БДТУ, СУНУ, ПДУШСу.

Вагомий внесок вклад у вивчення, розроблення і вдосконалення рухомого складу, а також у дослідження його міцності зробили вітчизняні та закордонні вчені: Л.А. Шадур, В.М. Котуранов, О.П. Азовський, Є.М. Никольський, Ю.П. Бороненко, П.В. Шевченко, Г.П. Бурчак, Г.І. Богомаз, С.В. Вершинський, О.О. Долматов, М.М. Кудрявцев, А.В. Донченко, В.С. Лагута, Ю.М. Черкашин, В.І. Перехрест, В.М. Жданов, В.С. Ждамаров, О.В. Третьяков, В.В. Кобищанов, В.В. Шевченко, Ю.Я. Водяников, С.В. Мямлін, В.М. Бубнов, А.М. Резников, О.В. Фомін, О.Г. Рейдемейстер, С.І. Пашарін, Картер, Калакер, Кьойне, С.В. Киркпатрик, Р.В. Клопп та ін.

Питанням підвищення надійності рухомого складу залізниць присвячені роботи Є.П. Блохіна, Б.Є. Боднара, О.Л. Голубенка, Ю.В. Дьоміна, М.Б. Кельриха, В.І. Мороза, Е.Д. Тартаковського та ін.

Особливості розрахунку конструкції та дослідження НДС вагонів-цистерн з використанням сучасних програмних комплексів на основі МСЕ висвітлені у працях М.М. Овечникова, В.І. Сенько, А.В. Путято, С.В. Мямліна та ін.

Загальний парк вантажних вагонів України станом на травень 2016 року нараховував *169,1 тис. од.* За кількістю цистерн посідають друге місце серед універсальних вагонів (22 %). Середній знос парку вантажних вагонів Укрзалізниці становить *91,2 %*. Як показують спостереження, при експлуатації вагонів-цистерн у них з'являються несправності в місцях кріплення котла до рами та в нижній частині котла (рис. 1).

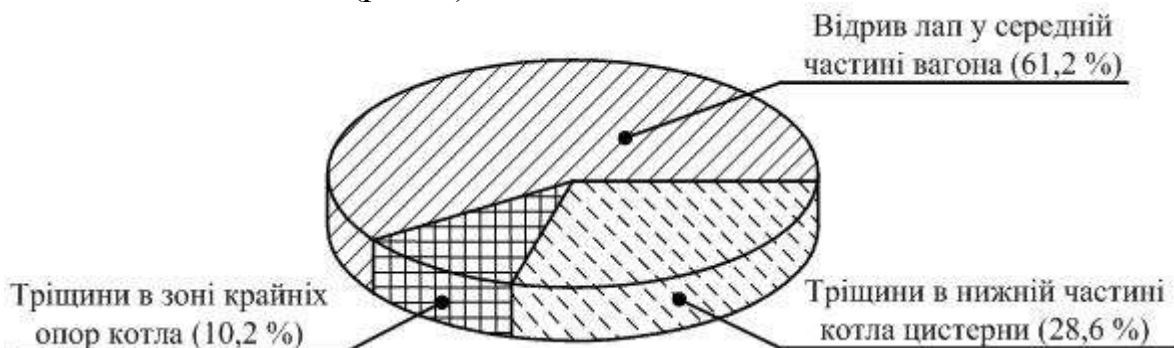


Рисунок 1 – Відсоткове співвідношення вказаних несправностей серед відбракованих вагонів-цистерн

Максимальні напруження в елементах котла вагона обумовлені дією зовнішніх навантажень, що мають локальний характер. До таких навантажень належать радіальний опорний тиск і сили інерції, а до зон дії локальних навантажень – опорна частина котла і ділянки з'єднання котла з хребтовою балкою (середнє кріплення).

На сьогодні в конструкції вагонів практично повністю використаний простір габариту по ширині та висоті, тому подальше збільшення об'єму кузова можливе лише за рахунок збільшення його довжини, що призводить до збільшення тари вагона і до зменшення вантажопідйомності  $P$  при збереженні осьового навантаження

$$P \leq q_o m_o - T, \quad (1)$$

де  $q_o$  – допустиме осьове навантаження вагона;  $m_o$  – кількість осей вагона;  $T$  – тара вагона.

Оскільки добуток  $q_o m_o$  не може перевищувати свого максимального значення, то подальше збільшення вантажопідйомності можливе лише за рахунок зменшення тари вагона.

Внесенням конструктивних змін, які направлені на перерозподіл навантажень та напружень у небезпечних зонах, може бути досягнутий ефект зниження максимальних напружень, а за рахунок цього і зниження металоємності.

**Другий розділ** присвячено розробленню розрахункової моделі вагона-цистерни для перевезення рідких вантажів, дослідженню НДС вагона-цистерни та перевірці адекватності його РСЕМ.

Об'єктом дослідження є вагон-цистерна для перевезення світлих нафтопродуктів моделі 15-957.

РСЕМ включає два основні несучі елементи – котел і раму. Для розрахунку пологих оболонок відома серія простих пластинчастих чотирикутних скінченних елементів (рис. 2, позначка 2). Для побудови розрахункової моделі у вершинах днищ і кришки люка, в місцях з'єднання люка з оболонкою котла (рис. 2, позначка 1) необхідно застосовувати трикутні скінченні елементи. В усіх основних елементах рами помітно, що товщина елемента у багато разів менше його основних геометричних розмірів, тому доцільно несучі частини рами моделювати з плоских чотирикутних та трикутних скінченних елементів (рис. 2, позначки 4,5). Дерев'яні бруси крайніх опор змодельовані восьмикутними об'ємними елементами (рис. 2, позначка 3).

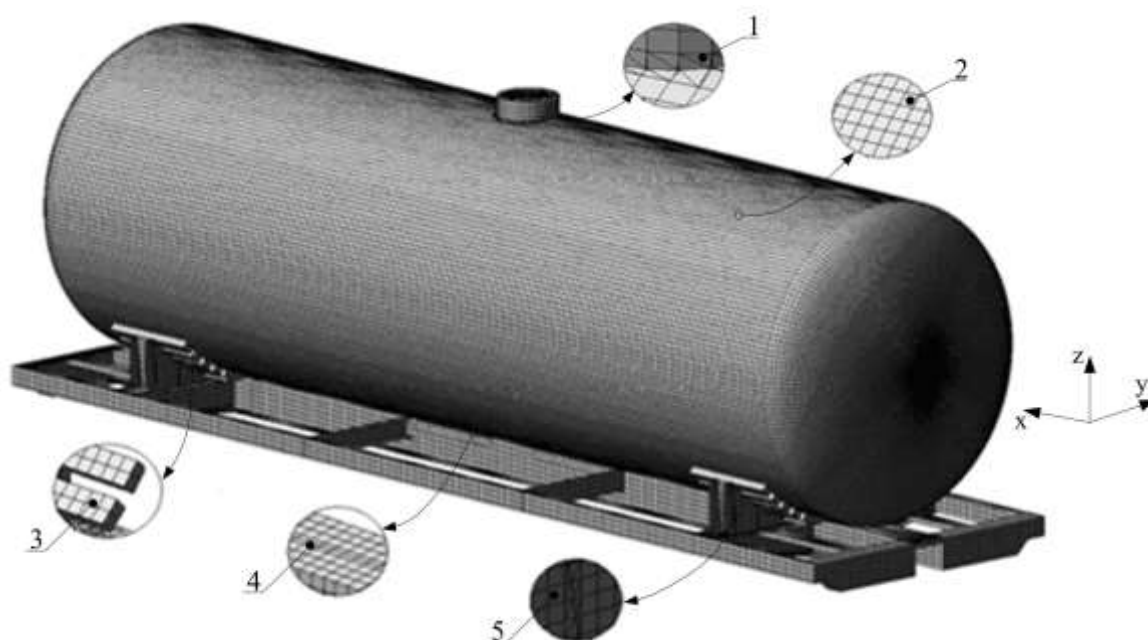


Рисунок 2 – РСЕМ вагона-цистерни: 1 – місце приєднання люка до котла; 2 – циліндрична частина котла; 3 – кінцева опора (поздовжні бруски); 4 – хребтова балка; 5 – вертикальні листи кінцевої опори

У місцях спирання котла на дерев'яні бруски введені двовузлові скінченні елементи: одностороннього зв'язку для моделювання вільного переміщення котла



відносно брусків у площині, перпендикулярній до твірної; односторонній елемент тертя для ковзання котла уздовж твірної. У результаті такого розбиття було отримано 87227 елементів і 84560 вузлів (рис. 2).

Для кожної РСЕМ можна отримати оцінку точності рішення при заданій густоті розрахункової сітки та визначити область точного рішення задачі. Оцінка збіжності для певного типу кінцевого результату має вигляд

$$\|U - U_h\| \leq c \cdot h^t, \quad (2)$$

де  $U$  – точне рішення;  $U_h$  – наближене рішення (МСЕ);  $c$  – константа;  $h$  – розмір елемента при заданій густоті сітки;  $t$  – порядок збіжності.

Визначено зусилля в котлі цистерни від дії внутрішнього тиску. Порівняння результатів розрахунку в ПК «ЛІРА» (ліцензія № 4д/1217) і аналітичних наведено в таблиці 1. Під дією тиску в котлі виникають нормальні напруження – окружні ( $\sigma_o$ ), які направлені перпендикулярно до твірної, та меридіональні ( $\sigma_m$ ) – вздовж твірної.

Таблиця 1 – Порівняння результатів напружень у котлі цистерни від дії внутрішнього тиску

Напруження, МПа				Похибка, %	
теоретичні		у ПК «ЛІРА»			
у циліндричній частині, рівновіддаленій як від днищ, так і від люка					
$\sigma_o$	$\sigma_m$	$\sigma_o$	$\sigma_m$	$\Delta$	$\Delta$
79,48	39,74	79,57	39,79	0,1	0,1
у місцях з'єднання циліндричної частини з еліптичними днищами					
$\sigma_o$		$\sigma_o$		$\Delta$	
117		118,4		1,1	
у вершинах еліптичних днищ					
$\sigma_o = \sigma_m$		$\sigma_o = \sigma_m$		$\Delta$	
82,8		83,3		0,6	
значення найбільших еквівалентних напружень					
$\sigma_e$		$\sigma_e$		$\Delta$	
127		129		1,5	

У місцях з'єднання циліндричної частини з еліптичними днищами і з люком спостерігаються зміни вказаних вище напружень і виникають найбільші деформації. Це пояснюється тим, що радіуси кривизни серединної поверхні оболонки в цих місцях мають розрив. Значення максимальних напружень отримуються із розв'язання рівнянь спільної деформації циліндричної частини та еліптичного днища

$$(\sigma_o)_{max} = \frac{ap}{2h} \left( 1 + 0,293 \frac{a^2}{b^2} \right) = 2,831 \frac{ap}{2h}, \quad (3)$$

де  $a$  – радіус котла цистерни;  $p$  – внутрішній тиск;  $b$  – мала вісь еліптичного днища;  $h$  – товщина листа котла цистерни.

Меридіональні напруження сильно змінюються в зоні приєднання люка і складають 118 МПа. У місці з'єднання днищ із циліндричною частиною майже не

змінюються, а далі до вершини збільшуються. Окружні і меридіональні напруження, наближаючись до вершини, зростають. Значення найбільших еквівалентних напружень спостерігаються в зонах "з'єднань" і складають *129 МПа*.

Результати розрахунку від дії ваги рідини і власної ваги наочно відображаються у вигляді полів еквівалентних напружень, розрахованих за теорією міцності Генки-Мізеса. Похибка порівнянь результатів за РСЕМ та аналітичних розрахунків не перевищує 5 %.

Для проведення оцінки НДС вагона-цистерни при виникненні в котлі гідравлічного удару можна застосувати відому із гідростатики взаємодію між тиском  $p$  рідини та відстанню від її вільної поверхні до точки, яка розглядається, з урахуванням прискорення вагона.

Результати розрахунку на моделі дають змогу повністю оцінити НДС конструкції під дією навантажень.

Для перевірки адекватності приведеної РСЕМ результати розрахунку порівнювались з експериментальними значеннями статичних випробувань на міцність, гідравлічних випробувань котла, випробувань на міцність при співударі, ходових динамічних і ходових міцнісних випробувань вагона-цистерни для перевезення світлих нафтопродуктів моделі 15-957, які проведені ВЦ ПВ УкрНДІВ. Значення похибки між отриманими результатами на моделі та експериментальними даними не перевищує *10–12 %*.

**У третьому розділі** виконано обґрунтування та вибір раціональних конструктивних схем опорних пристроїв вагонів-цистерн. Проведено чисельні дослідження конструктивних варіантів опорних пристроїв і їх впливу на НДС вагона-цистерни.

Контактний тиск від опорного пристрою на оболонку безпосередньо залежить від зміни жорсткості опори в радіальному напрямку. У більш жорсткої опори відбувається «відрив» оболонки в середній частині, і тому навантаження переміщується до кінців опори в радіальному напрямку. Жорсткість (контактний тиск) опорного пристрою має зменшуватись від середини до кінців у радіальному напрямку.

Для вирішення поставленої задачі виконано дослідження для пошуку оптимальної конструкції опорного пристрою. На першому етапі зроблено патентно-бібліографічний аналіз технічних рішень, виявлено переваги і недоліки та запропоновано нові варіанти конструкцій, визначено найбільш ефективну конструкцію. На наступному етапі для визначення її оптимальних параметрів складено функцію цілі, введені обмеження; отримано апроксимацію функцій цілі та обмежень у вигляді поліномів. На третьому етапі запропоновано чисельну реалізацію оптимізації функції та визначено оптимальні параметри конструкції графічним методом. Результати методів співпали.

Кінцева опора першого варіанта показана на рис. 3, а. Опорні елементи 1 підкріплено діафрагмами 2 і ребрами жорсткості 3. Діафрагми 2 сполучені між собою похилими листами 4 і встановлені на шворневому листі 5. У другому варіанті опорної конструкції (рис. 3, б) опорні елементи 1 підкріплено діафрагмами 2, які розташовані вздовж твірної котла і спираються на шворневий лист 3. У цій

схемі поздовжні діафрагми 2 сполучені між собою стержнями. Особливістю перших двох варіантів є відсутність чітко вираженої шворневої балки. Третій варіант зображено на рис. 3, в. У ньому збережена шворнева балка 1, а передача навантаження на неї від котла здійснюється через опорні елементи 2 і поздовжні діафрагми 3, що підкріплюють їх. Між собою діафрагми з'єднуються стержневими елементами. У другому і третьому варіантах підкріплюючі поздовжні діафрагми виконано у вигляді листів трапецієподібного контуру.

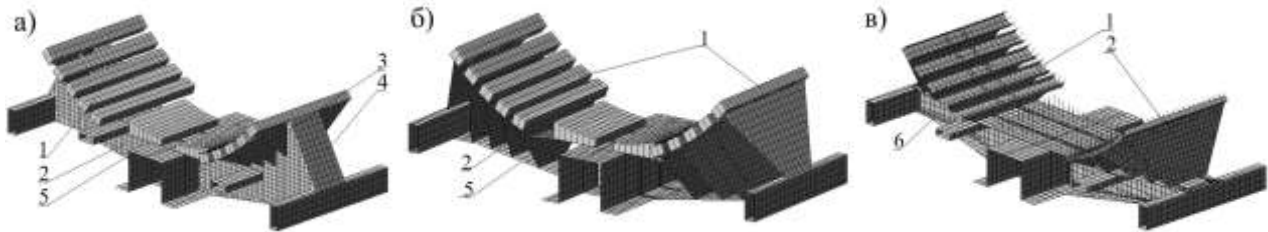


Рисунок 3 – Запропоновані варіанти кінцевих опорних пристроїв: 1 – опорний елемент; 2 – діафрагма; 3 – ребро жорсткості; 4 – похилий лист; 5 – шворневий лист; 6 – шворнева балка

Аналіз результатів розрахунків показав, що для першого варіанта максимальні напруження в опорній зоні склали  $28,5 \text{ МПа}$ , що на  $15 \%$  менше в порівнянні з існуючою конструкцією. Також наявне зменшення площі дії максимальних напружень (рис. 4).

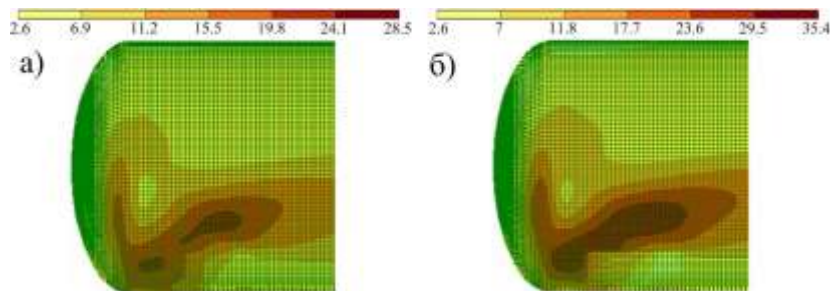


Рисунок 4 – Еквівалентні напруження від дії ваги бруто конструкції: а – запропонована конструкція (варіант 1); б – існуюча конструкція

За результатами обчислень для другого і третього варіантів виявилось, що значення максимального еквівалентного напруження зменшується на  $13 \%$ .

Вище зазначено, що жорсткість підкріплюючого елемента має плавно знижуватися від середини до своїх кінців. У зв'язку з цим проведено деформаційний аналіз конструктивних варіантів, конкретно порівнювалися існуюча конструкція та конструкція першого варіанта як найбільш ефективна за аналізом напруженого стану.

За результатами розрахунків побудована залежність прогинів точок опорного пристрою в зоні контакту з оболонкою від місця їх розташування в коловому напрямку. Результати відповідають середній частині опорного пристрою в напрямку твірної котла цистерни (рис. 5).

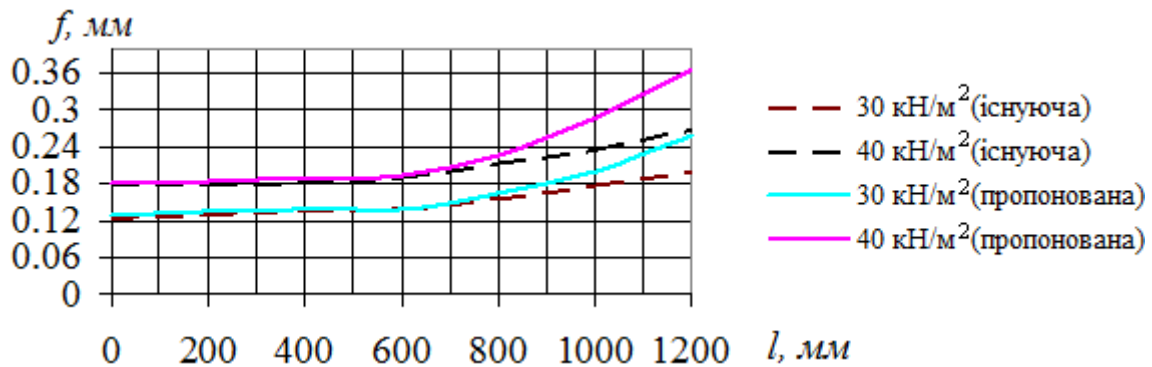


Рисунок 5 – Графік залежності прогинів точок опорного пристрою від місця їх розташування в коловому напрямку

З аналізу графіка видно, що в середній частині обидва опорних пристрої мають приблизно однакову жорсткість, а ближче до кінців конструкція, що пропонується, має більшу піддатливість, тобто жорсткість зменшується.

Для визначення закону розподілу опорного тиску від опорного пристрою на котел цистерни проведено зміни в РСЕМ вагонів-цистерн. У зонах контакту оболонки з опорними брусками між ними введені двовузлові стержневі скінченні елементи. При розрахунку РСЕМ вагонів-цистерн отримані значення поздовжніх зусиль у стержневих елементах, на основі яких побудовані залежності зусиль у стержнях від місця їх розташування в коловому напрямку. На основі отриманих даних визначений закон розподілу опорного тиску в середній частині опорного пристрою в напрямку твірної котла цистерни (рис. 6).

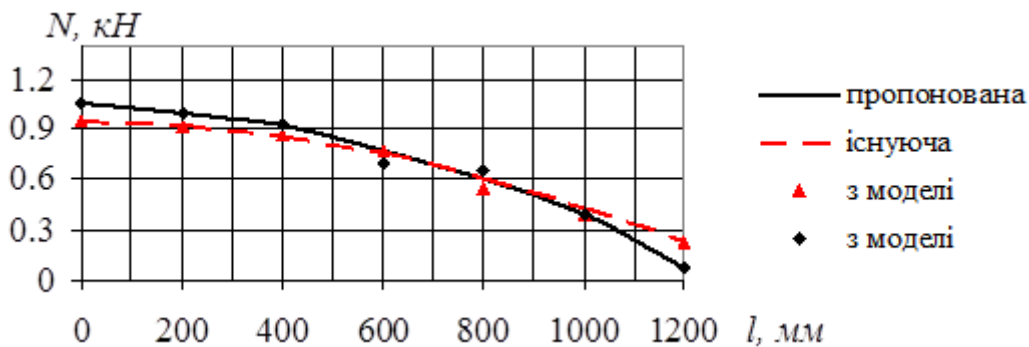


Рисунок 6 – Графік залежності опорного тиску в коловому напрямку в середній частині кінцевого опорного пристрою

Отримано закони зміни жорсткостей у радіальному напрямку та закони зміни контактного тиску. У запропонованому варіанті вони більше зменшуються до своїх кінців, що позитивно впливає на НДС котла цистерни.

У **четвертому розділі** знайдені оптимальні параметри для запропонованої конструкції. Проведено дослідження НДС конструкції вагона-цистерни на весь спектр навантажень згідно з нормативними документами. Розраховано економічний ефект.

Для найбільш раціонального варіанта запис задачі оптимізаційного проектування з метою зниження матеріалоемності має вигляд

$$m^{pron}(\bar{X}) \rightarrow \min, \quad \bar{X} \in D_x \in D, \quad (4)$$

$$D = \{t_1, t_2, t_3, a \mid 6.мм \leq t_1 \leq 14.мм; 6.мм \leq t_2 \leq 14.мм; 6.мм \leq t_3 \leq 14.мм; 200.мм \leq a \leq 500.мм\}, \quad (5)$$

$$D_x = \left\{ t_1, t_2, t_3, a \left| \begin{array}{l} m^{npron} \leq m^{ich}; \sigma_{рам}^{npron} \leq [\sigma_{рам}]; \sigma_{кот}^{npron} \leq \sigma_{кот}^{ich} \leq [\sigma_{кот}]; 6 \text{ мм} \leq t_1 \leq 14 \text{ мм}; \\ 6 \text{ мм} \leq t_2 \leq 14 \text{ мм}; 6 \text{ мм} \leq t_3 \leq 14 \text{ мм}; 200 \text{ мм} \leq a \leq 500 \text{ мм} \end{array} \right. \right\},$$

де  $D$  – область можливих рішень, яка формується границями варіювання складових вектора змінних параметрів  $\bar{X}$ ;  $D_x$  – область допустимих рішень;  $m^{ich}$  – маса сучасної конструкції опорного пристрою чотиривісної залізничної цистерни;  $t_1, t_2, t_3$  – товщини вертикальної діафрагми, нижнього та торцевого листів відповідно;  $a$  – ширина пропонованої конструкції вздовж твірної котла цистерни;  $\sigma_{рам}^{npron}, \sigma_{кот}^{npron}$  – максимальні еквівалентні напруження, які виникають в опорі та опорній зоні котла пропонованої конструкції;  $\sigma_{кот}^{ich}$  – максимальні еквівалентні напруження, які виникають в опорній зоні котла існуючої конструкції;  $[\sigma_{рам}], [\sigma_{кот}]$  – допустимі напруження в рамі та котлі цистерни.

Для дослідження НДС конструкції з різними геометричними розмірами прийнято такі навантаження: вага бруто вагона; гідравлічний удар у цистерні при екстремальному значенні поздовжньої сили  $3,5 \text{ МН}$ . Допустимі напруження в рамі та котлі цистерни для I розрахункового режиму складають  $[\sigma] = 0,9\sigma_T = 265,5 \text{ МПа}$ .

З урахуванням вихідних даних складається ортогональний математичний план другого порядку для чотирьох керованих змінних, що варіюються на трьох рівнях.

Для кожного режиму математичного плану другого порядку для чотирьох керованих змінних, що варіюються на трьох рівнях, із використанням розрахункової моделі вагона-цистерни обчислюються значення показників, що контролюються, – маса опорного пристрою, що пропонується,  $m^{npron}$ , максимальні еквівалентні напруження, які виникають в опорі та опорній зоні котла нової конструкції, –  $\sigma_{рам}^{npron}, \sigma_{кот}^{npron}$ . З використанням масивів значень  $m^{npron}, \sigma_{рам}^{npron}, \sigma_{кот}^{npron}$  отримуються наведені нижче узагальнені математичні моделі

$$\begin{aligned} m^{npron} = & -30315,15t_1 + 3282,85t_2 + 96661,109t_1^2 - 98763,982t_2^2 + \\ & + 2601,336t_1a - 21759,325t_2a - 11001,238t_3a \\ \sigma_{m^{npron}} = & \pm 0,23 \text{ кг}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{рам}^{npron} = & 2475,633 - 32106,203t_1 + 14160,405t_2 - 343557,841t_3 - 528,629a - \\ & - 1893377,3D t_1^2 - 931753,335t_2^2 + 1313209324 t_3^2 - 834,011 a^2 - \\ & - 2445828,4B t_1t_2 + 522987,688t_1t_3 + 40050,0 t_1a + 359903,70 t_2t_3 + \\ & + 60560,647 t_2a + 10833,942 t_3a \\ \sigma_{\sigma_{рам}^{npron}} = & \pm 17,7 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{кот}^{npron} = & 81,464 + 2948,819 t_1 - 2984,917 t_2 + 1790,687 t_3 + 100,661 a + \\ & + 24780,923 t_2^2 - 20093,994 t_3^2 - 137,495 a^2 + 16967,531 t_1t_2 - 64729,459 t_1t_3 - \\ & - 5238,180 t_1a - 34549,856 t_2t_3 + 5401,132 t_2a - 552,842 t_3a \end{aligned} \quad (8)$$

$$\sigma_{\sigma_{\text{кот}}}^{\text{прон}} = \pm 7,5 \text{ МПа.}$$

Величини середньоквадратичних відхилень для отриманих узагальнених математичних моделей свідчать про їх адекватність і придатність для використання в подальших дослідженнях із визначення геометричних параметрів опорного пристрою вагона-цистерни.

Для розв'язання задачі оптимізації (4) використовувався чисельний метод.

Спочатку, при різних початкових значеннях параметрів, проводилась оптимізація всіх чотирьох параметрів. При цьому перші два параметри змінювалися, даючи різні значення функції, що мінімізується, а  $t_3$  та  $a$  залишалися практично незмінними:  $t_3 = 0,01 \text{ м}$ ,  $a = 0,3 \text{ м}$ . Це дало можливість при фіксованих значеннях  $x_3$  та  $x_4$  звести задачу до оптимізації двох параметрів  $x_1$  та  $x_2$ . З точністю до 3 % отримані значення  $t_1 = 0,0114 \text{ м}$ ,  $t_2 = 0,0094 \text{ м}$ , при цьому

$$m^{\text{прон}} = 405 \text{ кг}, \sigma_{\text{рам}}^{\text{прон}} = 260 \text{ МПа}, \sigma_{\text{кот}}^{\text{прон}} = 110 \text{ МПа.}$$

При відомих значеннях двох параметрів  $t_3$  та  $a$  для оптимізації  $t_1$  та  $t_2$  можна скористатися графічним методом. Для цього за допомогою отриманих апроксимацій були обчислені функції  $\sigma_{\text{рам}}^{\text{прон}}$ ,  $\sigma_{\text{кот}}^{\text{прон}}$ ,  $m^{\text{прон}}$  на сітці  $100 \times 100$  та побудовані ізолінії цих функцій (рис. 7).

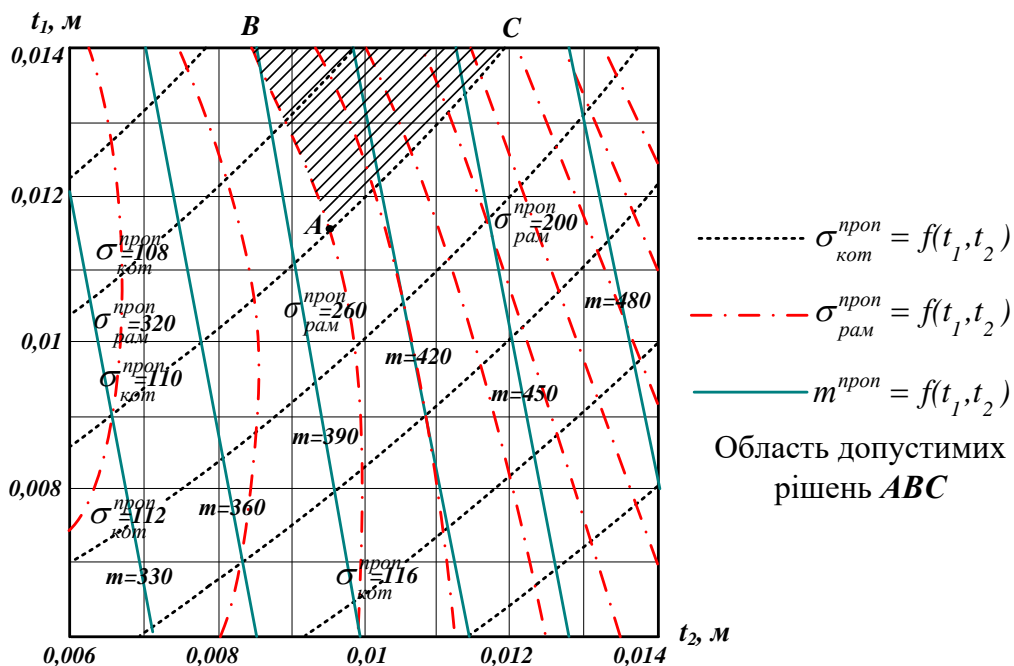


Рисунок 7 – Графік визначення оптимальних параметрів конструкції опорного пристрою вагона-цистерни

Проаналізувавши графік (рис. 7), дійшли висновку, що оптимальними є параметри в точці  $A$ :  $t_1 = 0,0116 \text{ м}$  та  $t_2 = 0,0095 \text{ м}$ . Пошук, що здійснювався в області допустимих рішень  $D_x$ , дав можливість визначити як оптимальні такі величини параметрів:  $t_1 = 12 \text{ мм}$ ;  $t_2 = 10 \text{ мм}$ . Таке рішення обґрунтовується встановленими ГОСТ 19903-74 нормованими значеннями листового прокату ( $\delta = 4 \text{ мм}$ ;  $4,5 \text{ мм}$ ;  $5 \text{ мм}$ ;  $6 \text{ мм}$ ;  $7 \text{ мм}$ ;  $8 \text{ мм}$ ;  $9 \text{ мм}$ ;  $10 \text{ мм}$ ;  $12 \text{ мм}$ ...) і технологічними особливостями виготовлення опорного пристрою вагона-цистерни. Як видно,

результати оптимізації, що отримані двома способами, дуже близькі. При більшій кількості змінних зручніше користуватися чисельним методом.

Маса конструкції опорного пристрою при оптимальних значеннях  $t_1 = 12$  мм,  $t_2 = 10$  мм,  $t_3 = 10$  мм,  $a = 0,3$  м становить  $m^{прон} = 415$  кг, що на 13 % менше в порівнянні з існуючою конструкцією. За результатами досліджень отримано патент України на корисну модель.

Проведено аналіз НДС вагона-цистерни за I та III режимами, результати показали, що максимальні напруження не перевищують допустимі.

Для всіх типів вагонів при проектуванні необхідно враховувати основні розрахункові сили, які прикладають до вагона при ремонтному режимі. Результати розрахунку для запропонованої конструкції показують, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимі значення, а найбільші знаходяться в межах 250 МПа (рис. 8, в).

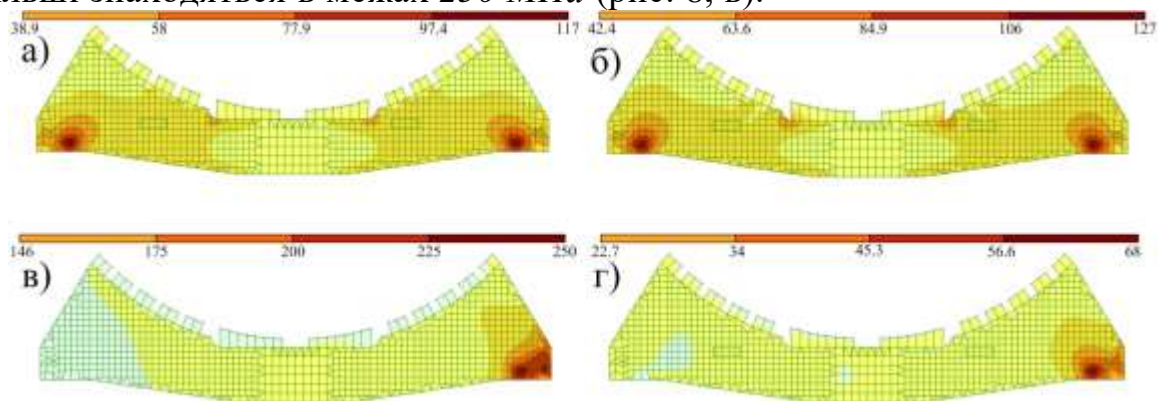


Рисунок 8 – Результати еквівалентних напружень у кінцевій опорі при різних варіантах обпирання рами вагона-цистерни: а – підйом завантаженого вагона під кінці шворневої балки з одного боку рами вагона; б – підйом завантаженого вагона під кінці шворневих балок з обох боків рами вагона; в – підйом завантаженого вагона під один кінець шворневої балки; г – підйом порожнього вагона під кінці шворневих балок, розташованих по діагоналі

Для перевірки на динамічні навантаження в програмному продукті Mathcad використана математична модель, розроблена ДП «ДНДЦ УЗ». За результатами розрахунків отримані графіки залежності прискорень кузова від часу – акселерограми (рис. 9).

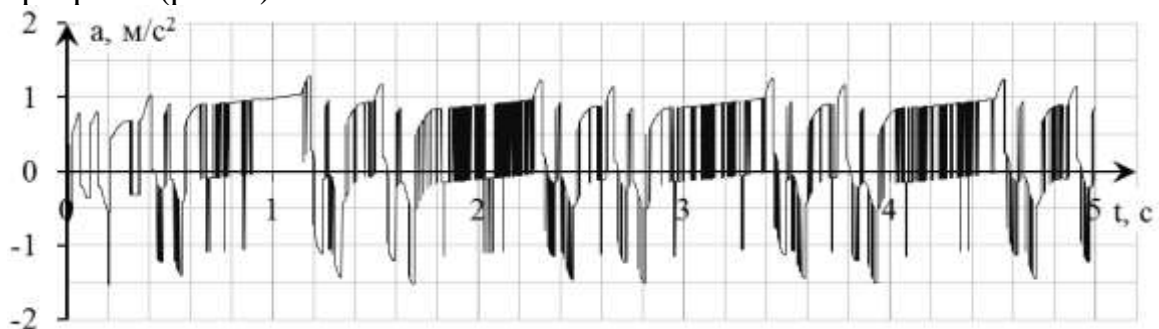


Рисунок 9 – Графік залежності прискорення кузова (завантаженого) в центрі мас від часу

Здійснюючи розрахунки для урахування інерційних добавок від вертикальних коливань мас вагона – кузова вагона-цистерни – в ПК «Ліра»

задаються характеристики для розрахунку на динамічні дії. Вибирається найменування дії – «акселерограма» – та вводяться дані графіка залежності прискорення кузова в центрі мас від часу. Після закінчення розрахунків програма вибирає форми коливань, за яких виникають найбільші напруження. Наступним кроком є опція складання напружень від дії статичних та динамічних навантажень, у результаті отримуємо сумарні напруження. Аналіз результатів показує, що максимальні напруження не перевищують допустимі.

Протягом усього строку експлуатації елементи цистерни працюють в умовах тривалого та інтенсивного впливу динамічних навантажень. У зв'язку з цим проведена перевірка опору втоми основних несучих елементів цистерни.

Розрахунок опору втоми виконується за коефіцієнтом запасу за формулою

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,e}} \geq [n], \quad (9)$$

де  $\sigma_{a,N}$  – межа витривалості натурної деталі при сталому режимі навантаження на базі випробувань, з кількістю циклів навантаження  $N_0$  (для корпусних несучих деталей вагонів  $N_0 = 10^7$ ), МПа;  $\sigma_{a,e}$  – розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, приведена до бази  $N_0$ , МПа;  $[n]$  – допустимий коефіцієнт запасу опору втоми.

Розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу визначається за результатами максимальних амплітуд еквівалентних напружень, які отримані на РСЕМ за умови, що навантаження відповідають III розрахунковому режиму. Величина максимальних амплітуд приймається залежно від стану колії згідно з інструкцією «Улаштування та утримання колії залізниць України». Результати напружень приймаються за наведеною вище методикою для розрахунку на динамічні навантаження. Результати розрахунків показують, що значення коефіцієнта запасу опору втоми не виходять за межі нормативного значення згідно з ГОСТ 33211-2014 (табл. 2).

Таблиця 2 – Коефіцієнти запасу опору втоми та напруження в елементах рами та котла цистерни

№ з/п	Елемент	№ елемента	$\sigma_{a,e}$ , МПа	$n$	$[n]$ , не менше
1	Котел	50919	8,4	6,02	1,8
2	Котел	63265	15,3	3,3	
3	Котел	51038	6,2	8,16	
4	Котел	46559	9,3	5,44	
5	Котел	49830	6,7	7,55	
6	Котел	50680	8,8	5,75	
7	Діафрагма	19910	18,1	2,79	
8	Хребтова балка	12614	17,5	2,9	
9	Шворневий лист	1711	21	2,4	



Як показують статистичні дані, одним із найбільш розповсюджених пошкоджень на сьогоднішній день є відрив лап у середній частині вагона. Більшість цих пошкоджень відбувається в місці з'єднання лапи та котла.

Моделювання зварного шва зроблено за допомогою об'ємних скінченних елементів – між лапою та котлом. Як навантаження вибрано ударний тиск  $0,36 \text{ МПа}$  на днище котла. Змінювалася площа з'єднання лапи з котлом, а відповідно об'єм металу зварного шва. Результати розрахунків показують (рис. 10), що при сучасній конструкції напруження досягають значень  $220\text{-}230 \text{ МПа}$ . Тому для збільшення площі взаємодії (зварення) запропоновано конструкцію лапи з прямокутними вирізами (рис. 11). При вирізах  $b=50 \text{ мм}$  площа збільшується на  $25 \%$ , відповідно максимальні еквівалентні напруження складають близько  $190 \text{ МПа}$ , що на  $13 \%$  зменшує їх концентрацію.

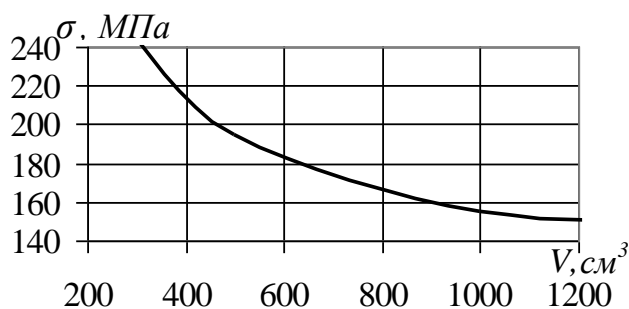


Рисунок 10 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у зварному шві, між лапою та котлом, від його об'єму

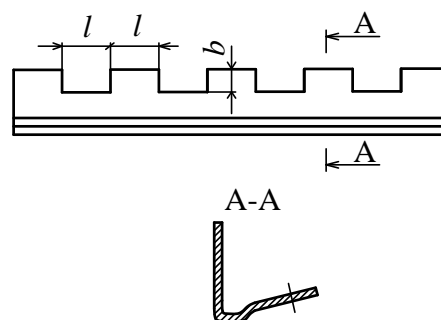


Рисунок 11 – Конструкція середньої лапи з вирізами для збільшення площі з'єднання з котлом

## ВИСНОВКИ

Отримані результати дозволяють зробити наступні висновки:

1. Одним із перспективних напрямків поліпшення техніко-економічних показників вагонів-цистерн для перевезення рідких вантажів є зниження їх матеріалоемності за рахунок удосконалення конструкції.

2. Виконано обґрунтування перспективних напрямків удосконалення конструкції опорного пристрою вагона-цистерни шляхом ґрунтового аналізу особливостей розвитку конструктивних схем вітчизняних і закордонних цистерн, патентно-бібліографічних технічних рішень опорних пристроїв та їх переваг і недоліків.

3. За рахунок введення нелінійних скінченних елементів – одностороннього зв'язку і тертя, для моделювання вільного спирання і ковзання котла цистерни по крайніх опорах – удосконалено скінченно-елементну модель вагона-цистерни, що здатна описати: початкову недосконалість котла цистерни; фізичну і геометричну нелінійність; дефекти та пошкодження; податливість контакту між оболонкою і опорами; статичні, динамічні і випадкові впливи.

4. Для доцільності використання розрахункової скінченно-елементної моделі вагона-цистерни для розрахунків на міцність перевірено її адекватність за

результатами аналітичних розрахунків та експериментальних випробувань, розбіжність не перевищує 12 %.

5. Перспективним напрямком зниження матеріалоемності кузова вагона-цистерни є удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв на основі результатів досліджень впливу контактного тиску та жорсткості опорних пристроїв на НДС кузова вагона-цистерни.

6. Для визначення маси кінцевого опорного пристрою та напружень, які виникають в опорній зоні котла і в кінцевому опорному пристрої вагона-цистерни, розроблено математичні регресійні моделі.

7. Виконано математичний опис задачі оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності опорного пристрою вагона-цистерни та використано його для конструкції, що пропонується.

8. Під час створення нових та модернізації існуючих кузовів вагонів-цистерн доцільно використовувати запропоновані патентозахищені технічні рішення, що забезпечить зменшення маси тари вагона-цистерни і зниження витрат на його виготовлення. Результати розрахунків показали, що маса конструкції опорного пристрою при оптимальних значеннях становить  $m^{npon} = 415$  кг, що на 13 % менше у порівнянні з існуючою конструкцією.

9. Перевірено конструкцію із запропонованим удосконаленням на весь спектр навантажень згідно з нормативними документами. Для проведення розрахунків на динамічні навантаження використана математична модель, яка створена у програмному продукті Mathcad. Отримано результати з урахуванням інерційних сил від прискорення кузова. Виконано розрахунок опору втоми. Результати розрахунків показують, що значення коефіцієнта запасу опору втоми не виходять за межі нормативного значення.

10. Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції кінцевої опори при річній програмі виготовлення вагонів-цистерн 1500 шт. складає 2925000 грн.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Основні праці:

1. Павлюченко, М.В. Комп'ютерна модель вагона-цистерни / М.В. Павлюченко // Рухомий склад залізниць та господарство: зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 99. – С. 111–117.

2. Павлюченко, М.В. Скінченно-елементна модель вагона-цистерни для оцінювання напружено-деформованого стану / М.В. Павлюченко // Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту: зб. наук. праць. / Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 108. – С. 131–135.

3. Павлюченко, М.В. Дослідження конструктивних варіантів опор залізничних цистерн для перевезення рідких вантажів / М.В. Павлюченко // Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту: зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 117. – С. 59–63.

4. Павлюченков, М.В. Информационные технологии расчета и проектирования вагона-цистерны на статические и ударные нагрузки / М.В. Павлюченков // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: науково-технічний журнал. – Харків, 2010. – Вип. 3. – С. 30–36.

5. Мартинов, І.Е. Оптимізація опорного пристрою вагона-цистерни / І.Е. Мартинов, М.В. Павлюченков // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 138. – С. 221–225.

*Публікації у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:*

6. Ломотько, Д.В. Компьютерное моделирование опорных устройств вагонов-цистерн / Д.В. Ломотько, Г.Л. Ватуля, М.В. Павлюченков // Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании'2012: сб. науч. тр. SWorld. – Одесса: Транспорт, 2012. – Том 2. – С. 42–46.

7. Павлюченков, М.В. Раціоналізація конструкції опорних пристроїв вагонів-цистерн для рідких вантажів / М.В. Павлюченков // Наука и прогресс транспорта: вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – Дніпропетровськ: ДІТ, 2014. – №1 (49). – С. 151–159.

**Додаткові праці, які відображають результати дисертації:**

8. Павлюченков, М.В. Учет начальных несовершенств котлов железнодорожных цистерн при оценке их напряженно-деформированного состояния / М.В. Павлюченков, Г.Г. Кулик // Вестник Национального технического университета «ХПИ»: сб. науч. тр. Тематический выпуск: Технологии в машиностроении. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 49. – С. 14–18.

9. Павлюченков, М.В. Влияние начальных несовершенств котлов железнодорожных цистерн на их напряженно-деформированное состояние / М.В. Павлюченков // Рухомий склад залізниць та господарство: зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Вип. 123. – С. 136–141.

10. Візняк, Р. І. Фактори, що впливають на безпеку руху при перевезенні вагонів залізничними поромними суднами в міжнародному сполученні / Р. І. Візняк, А. О. Ловська, О. А. Угніч, М. В. Павлюченков // Зб. наук. праць Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»: зб. наук. праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук, 2010. – Вип. 2. – С. 28–41.

11. Визняк, Р. И. Исследования прочности вагонов-цистерн в условиях перевозки железнодорожно-паромными судами / Р.И. Визняк, В.В. Шевченко, А.А. Ловская, М.В. Павлюченков // Современные проблемы совершенствования работы железнодорожного транспорта: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. д.т.н., проф. В.А. Бугреева. – М.: МИИТ, 2010. – С. 52–59.

**Праці апробаційного характеру:**

12. Павлюченков, М.В. Дослідження конструктивних варіантів опор залізничних цистерн для перевезення рідких вантажів / М.В. Павлюченков // Тези доповідей 70-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та

перспективи розвитку залізничного транспорту». – Дніпропетровськ: ДПТ, 2010. – С. 81–82.

13. Павлюченко, М.В. Дослідження напружено-деформованого стану вагона-цистерни з використанням комп'ютерного моделювання / М.В. Павлюченко // Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків: НТУ «ХП», 2010. – Ч. II. – С. 83.

14. Павлюченко, М.В. Моделирование напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны при действии статических и ударных нагрузок / М.В. Павлюченко // Материалы выступлений 23-й научно-практической конференции «Перспективные компьютерные, управляющие и телекоммуникационные системы для железнодорожного транспорта Украины». – Алушта, 2010. – С. 22.

15. Павлюченко, М.В. Оцінка міцнісних якостей вагонів-цистерн в різних експлуатаційних умовах / М.В. Павлюченко // Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків: НТУ «ХП», 2011. – Ч. II. – С. 81.

16. Павлюченко, М.В. Дослідження конструктивних варіантів опор залізничних цистерн для перевезення рідких вантажів / М.В. Павлюченко // Тези доповідей 74-ї міжнародної науково-технічної конференції: зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 129. – С. 246.

17. Павлюченко, М.В. Удосконалення конструкції вагонів-цистерн для перевезення рідких вантажів за рахунок нових технічних рішень консольних опорних пристроїв і зниження їх матеріалоемності / М.В. Павлюченко // Материали ІХ міжнародної науково-практичної конференції «Achievement of high school». – Софія, 2013. – С. 90–92.

18. Павлюченко, М.В. Усовершенствование конструкции консольных опорных устройств вагонов-цистерн для железнодорожного транспорта / М.В. Павлюченко // Сборник материалов III международной научно-практической конференции «Инфраструктурные отрасли экономики: проблемы и перспективы развития». – Новосибирск: НГТУ, 2013. – С.96–100.

19. Павлюченко, М.В. Моделювання та розрахунок вагона-цистерни з раціональною конструкцією кінцевих опорних пристроїв в ПК «Ліра» / Тези доповідей 76-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Дніпропетровськ: ДПТ, 2016. – С. 32–33.

20. Павлюченко, М.В. Застосування методу скінченних елементів для удосконалення конструкції засобів залізничного транспорту // Зб. наук. праць за матеріалами III Всеукраїнської інтернет-конференції молодих учених і студентів «Проблеми сучасного будівництва» (25 листоп. 2016 р.). – Полтава: ПолтНТУ, 2016. – С. 167–170.

## АНОТАЦІЯ

Павлюченко М.В. Удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв вагонів-цистерн з метою зниження матеріалоемності. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів. – Український державний університет залізничного транспорту МОН України, Харків, 2017.

Дисертаційна робота присвячена питанням поліпшення техніко-економічних показників вагонів-цистерн за рахунок удосконалення конструкції кінцевих опорних пристроїв з метою зниження матеріалоемності.

Проаналізовано особливості розвитку конструктивних схем вітчизняних і закордонних цистерн. Обґрунтовані перспективні напрямки удосконалення конструкції кінцевого опорного пристрою вагона-цистерни. Для дослідження НДС цистерни створена РСЕМ, адекватність якої перевірена за результатами аналітичних розрахунків та експериментальних випробувань. Вона використана для чисельних досліджень з виявлення найбільш раціональної конструкції кінцевого опорного пристрою. Виконано математичний опис задачі оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності опорного пристрою вагона-цистерни та використано його для конструкції, що пропонується. Для розв'язання задачі оптимізації використано чисельний метод. Перевірено конструкцію з запропонованим удосконаленням на увесь спектр навантажень згідно з нормативними документами.

*Ключові слова:* вагон-цистерна, матеріалоемність, скінченно-елементна модель, кінцевий опорний пристрій, оптимізаційне проектування, напружено-деформований стан.

## АННОТАЦІЯ

Павлюченко М.В. Усовершенствование конструкции концевых опорных устройств вагонов-цистерн с целью снижения материалоемкости. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов. – Украинский государственный университет железнодорожного транспорта МОН Украины, Харьков, 2017.

Вагоны-цистерны являются одним из массовых типов железнодорожного подвижного состава, которые успешно применяются для перевозки наливных, пылевидных грузов и газов. Условия эксплуатации транспортных средств предъявляют повышенные требования к прочности существующих и новых конструкций цистерн. Одним из перспективных направлений улучшения технико-экономических показателей вагонов-цистерн для перевозки жидких грузов является снижение их материалоемкости за счет усовершенствования конструкции.

Проанализированы особенности развития конструктивных схем отечественных и зарубежных цистерн, выполнен патентно-библиографический анализ технических решений, определены преимущества и недостатки. Научно обоснованы перспективные направления усовершенствования конструкции опорного устройства вагона-цистерны.

Разработана расчетная конечно-элементная модель вагона-цистерны для перевозки жидких грузов, которая способна описать: начальное несовершенство котла цистерны; физическую и геометрическую нелинейность; дефекты и повреждения; податливость контакта между оболочкой и опорами; статические, динамические и случайные воздействия. Усовершенствование КЭМ вагона-цистерны происходит за счет введения нелинейных конечных элементов – односторонней связи и трения – для моделирования свободного опирания и скольжения котла цистерны по крайним опорам вдоль образующей.

Проверена адекватность расчетной конечно-элементной модели вагона-цистерны для перевозки светлых нефтепродуктов по результатам аналитических расчетов и экспериментальных испытаний, расхождение не превышает 10–12 %, что подтверждает целесообразность использования ее для расчетов на прочность.

Перспективным направлением снижения материалоемкости кузова вагона-цистерны является усовершенствование конструкции концевых опорных устройств на основе результатов исследований влияния контактного давления и жесткости опорных устройств на НДС кузова вагона-цистерны.

Предложены варианты конструктивных решений концевых опорных устройств котла вагона-цистерны. Внесением конструктивных изменений, которые направлены на перераспределение нагрузок и напряжений в опасных зонах, может быть достигнут эффект снижения максимальных напряжений, а за счет этого и снижение металлоемкости. Определена наиболее эффективная конструкция опорного устройства. На следующем этапе для определения ее оптимальных параметров составлена функция цели, введены ограничения; получена аппроксимация функций цели и ограничений в виде полиномов. При построении и проверке правильности составления математических моделей – их адекватности, применены методы оптимизации и методы нелинейного программирования.

Для решения задачи оптимизации использовался численный метод. Также определены оптимальные параметры конструкции графическим методом. Результаты методов совпали. Результаты расчетов показали, что масса конструкции концевой опорного устройства при оптимальных значениях составляет  $m^{опт} = 415$  кг, что на 13 % меньше по сравнению с существующей конструкцией.

Проверена конструкция с предложенным усовершенствованием на весь спектр нагрузок в соответствии с нормативными документами. В программном продукте Mathcad использована математическая модель для проведения расчетов на динамические нагрузки. Получены результаты с учетом инерционных сил от ускорения кузова. Выполнен расчет сопротивления усталости. Результаты расчетов показывают, что значения коэффициента запаса сопротивления усталости не выходят за пределы нормативного значения.

*Ключевые слова:* вагон-цистерна, материалоемкость, конечно-элементная модель, концевое опорное устройство, оптимизационное проектирование, напряженно-деформированное состояние.

## THE SUMMARY

Pavliuchenkov M.V. Improving the bracket support structures of tank wagons to reduce materials consumption. – Manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences on specialty 05.22.07 – Rolling Stock and Train Traction. – Ukrainian State University of Railway Transport MES of Ukraine, Kharkiv, 2017.

Dissertation work is devoted to improving the technical and economic indicators of tank wagons by the bracket support structures to reduce materials consumption.

Structural changes aimed at redistribution of loads and stresses in vulnerable areas can contribute to reduction in the maximum stresses, and as a result, to improvement in technical and economic characteristics of a tank wagon. On observing features of structural design development for Ukrainian and foreign tank wagons, patent and bibliographical analysis of engineering solutions, three variants of support structures have been proposed.

In order to investigate the stress-strain state of a tank wagon the finite element model was built, its adequacy having been checked by results of analytical calculations and experiments. It has been applied for numerous researches to find the most effective bracket support structure by comparing it to the existing one. The laws of stiffness change in radial direction and the laws of contact pressure change have been demonstrated. The improved structure has been checked by a load spectrum according to normative documents.

*Key words:* tank wagon, materials consumption, finite element model, bracket support structure, optimization design, stress-strain state.

ПАВЛЮЧЕНКОВ МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 629.463.32

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КІНЦЕВИХ ОПОРНИХ ПРИСТРОЇВ  
ВАГОНІВ-ЦИСТЕРН З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ МАТЕРІАЛОЄМНОСТІ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

Відповідальний за випуск

Петренко Д.Г.

---

Підписано до друку 22.05.2017 р.  
Формат 60x84 1/16 Папір офсетний  
Друк на різнографі. Умовн. друк. арк. 0,9.  
Тираж 100 прим.

---

Надруковано у копи-центрі «МОДЕЛІСТ»  
(ФО-П Миронов М.В., Свідоцтво ВО4№022953)  
м. Харків, вул. Мистецтв, 3 літер Б-1  
Тел. 717-03-54  
[www.modelist.in.ua](http://www.modelist.in.ua)