

М. Б. Кельріх

Національний транспортний університет,
навчально-науковий Київський інститут залізничного транспорту
вул. Івана Огієнка 19, Київ, 03049, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9045-9538>

В. В. Мамонтов

Національний транспортний університет,
навчально-науковий Київський інститут залізничного транспорту
вул. Івана Огієнка 19, Київ, 03049, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-2950-4769>

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОТЛА І РАМИ ВАГОН-ЦИСТЕРНИ МОДЕЛІ 15-1443-06

У статті наведено результати комплексної експериментально-розрахункової оцінки напружено-деформованого стану котла і рами вагона-цистерни моделі 15-1443-06 під час проведення кваліфікаційних випробувань. Об'єктом дослідження є дослідний зразок вагона-цистерни для перевезення бензину та світлих нафтопродуктів, розроблений ТОВ «ГСКБВ ім. В. М. Бубнова». Випробування виконували відповідно до чинних національних та міждержавних нормативних документів, які регламентують міцність вантажних вагонів при статичних, динамічних та ремонтних режимах навантаження. Методика дослідження передбачала проведення серії статичних випробувань за режимами I, Ia, Ib, Iv, III, ремонтними та випробувальним режимом із відтворенням вертикальних навантажень від завантаження цистерни, внутрішнього та зовнішнього тиску, поздовжніх стискаючих і розтягувальних сил, поперечних сил від взаємодії автотягачів у кривих, а також навантажень під час домкратування. Для реєстрації деформацій застосовано електричну тензометрію: тензорезистори розташовували на обичайці котла, днищах, в зоні люка-лаза, опорних вузлів, хребтової, шворневих, бічних, передніх та проміжних балок рами. На основі зареєстрованих відносних деформацій розраховано нормальні, дотичні та еквівалентні напруження, які порівнювали з розрахунковими значеннями та допустимими напруженнями для сталей типу 09Г2С з урахуванням коефіцієнтів запасу міцності. Показано, що в усіх досліджених режимах сумарні еквівалентні напруження в контрольних перерізах не перевищують встановлених нормативною документацією граничних значень, а локальні пікові напруження зумовлені особливостями геометрії та концентрацією напружень поблизу зварних з'єднань, залишаються в межах допустимих резервів. Порівняння експериментальних і розрахункових даних підтвердило адекватність прийнятої розрахункової схеми, коректність заданих режимів навантаження та обраної сітки точок тензометричного

© Кельріх М. Б., Мамонтов В. В., 2025

контролю. Отримані результати засвідчили відповідність вагона-цистерни моделі 15-1443-06 вимогам міцності й безпеки та дали підстави вважати виробництво технічно готовим до серійного випуску цієї конструкції. Запропонований підхід може бути використаний як типова методика інженерних випробувань і верифікації розрахункових моделей для перспективних зразків вантажного рухомого складу.

Ключові слова: вагон-цистерна, кваліфікаційні випробування, напружено-деформований стан, тензометрія, еквівалентні напруження, залізничний транспорт.

Вступ

Актуальність дослідження

В теперішній час на мережі залізниць України в експлуатації знаходяться вагони-цистерни з терміном служби, який перевищує встановлений заводом-виробником. Аналіз технічного стану таких вагонів-цистерн після проведення планових оглядів свідчить, що значна їх частина знаходиться в незадовільному стані. Для поповнення парку вантажного рухомого складу потрібно будувати нові конструкції вагонів-цистерн, які мають відповідати встановленим сучасним техніко-економічним показникам. Відповідність вимогам нормативної документації вантажних вагонів, щодо забезпечення основних технічних показників при їх побудові, є важливим етапом досягнення цілей, які поставлені перед будь-яким залізничним підприємством з урахуванням виробничих потужностей та технологічної готовності до процедури виготовлення. Кваліфікаційні випробування є необхідним заходом, який визначає ступінь відповідності технічного зразка розробленим технічним вимогам конструкторської документації на вагон.

Метою роботи є представлення основних результатів кваліфікаційних випробувань вагона-цистерни моделі 15-1443-06 та демонстрація його відповідності встановленим критеріям безпеки та експлуатаційним характеристикам, а також загальна оцінка готовності підприємства до випуску продукції з встановленими в технічній документації показниками і підтвердження готовності технологічного процесу підприємства-виробника забезпечити досягнуту якість продукції.

Сучасні умови розвитку промислового виробництва вимагають постійного вдосконалення організаційно-технологічних процесів, спрямованих на підвищення ефективності, гнучкості та конкурентоспроможності підприємств. Проектування та виробництво вагонів-цистерн для нафтопродуктів вимагає точного дотримання технічних вимог до матеріалів, зварних з'єднань і несучих елементів, що актуально в умовах оновлення парку рухомого складу [1]. У запропонованій статті частково висвітлено результати проведених кваліфікаційних випробувань. Особливу увагу приділено питанням визначення напружено-деформованого стану дослідного зразка котла та рами вагон-цистерни моделі 15-1443-06 при дії випробувальних навантажень з використанням методів: статичних випробувань, електричної тензометрії, статистичного аналізу даних.

Аналіз існуючих досліджень

У статті [2] розглянуто вплив впровадження пружно-фрикційних зв'язків між котлом та рамою вагона-цистерни на зменшення динамічних навантажень та підвищення довговічності несучої конструкції. Дослідження є релевантним до цієї роботи, оскільки також зосереджене на питаннях міцності вагонів-цистерн моделі 15-1443-06 та методах її підвищення. Водночас, на відміну від цього дослідження,

яке базується на даних реальних кваліфікаційних випробувань і включає оцінку напружено-деформованого стану за різних експлуатаційних і ремонтних режимів, в [2] не розглянуто результати повномасштабних статичних випробувань згідно з чинними нормативними документами.

Дослідження [3] зосереджене на зменшенні динамічної навантаженості вагонів-цистерн шляхом впровадження пружно-фрикційних зв'язків між котлом та його опорами. Результати показали, що така модифікація дозволяє зменшити динамічну навантаженість майже на 36%, а проєктний строк служби несучої конструкції збільшується більш ніж на 20%. Коефіцієнт опору втомі склав 4,2, що вдвічі перевищує допустимий нормативний.

Канадське дослідження [4] оцінювало міцність зварних з'єднань сталі TC128B, що використовується у вагонах-цистернах, при температурах від -80°C до 850°C . Дослідження включає аналіз хімічного складу, мікроструктури, мікротвердості, міцності на розтяг та ударної в'язкості зварних швів. Результати показали, що зварні шви відповідають вимогам міцності, але мають нижчу ударну в'язкість порівняно з основним металом, особливо при низьких температурах. Це дослідження надає важливу інформацію про поведінку матеріалу вагона-цистерни в екстремальних температурних умовах, що може вплинути на оцінку його експлуатаційної надійності.

У дослідженні [5] розглянуто динамічні характеристики вантажних вагонів, включаючи аналіз впливу вертикальних навантажень на міцність конструкцій, що підтверджує необхідність урахування аналогічних режимів під час кваліфікаційних випробувань.

Конкурентоспроможність залізничного транспорту на ринку перевезень значною мірою залежить від введення в експлуатацію інноваційних конструкцій рухомого складу. Проєктування несучих конструкцій рухомого складу має першочергове значення [6-8]. Для зниження втомної міцності елементів вагона під дією циклічних навантажень можна використовувати фрикційні зв'язки, що реалізуються пружними елементами. Важливо зазначити, що такі з'єднання знайшли застосування в конструкціях вантажних вагонів, наприклад, у візках [9, 10] або упряжках [11, 12] вагонів. Однак доцільно розглянути можливість їх використання в несучих конструкціях вагонів.

Описані роботи підкреслюють важливість постійного вдосконалення конструкцій вагонів-цистерн для забезпечення їхньої безпеки та ефективності експлуатації.

Статичні випробування на міцність

Вагон-цистерна моделі 15-1443-06, розроблений ТОВ «ГСКБВ ім. В. М. Бубнова», є зразком транспортного засобу, призначеного для перевезення бензину та інших світлих нафтопродуктів [13, 14]. З метою підтвердження відповідності вагона-цистерни встановленим вимогам, дослідницьким центром було проведено комплекс кваліфікаційних випробувань. Ці випробування здійснювалися згідно з нормативними документами, включаючи ГОСТ 150.15.004-2007, ГОСТ 150.15.006-2007, ГОСТ 34057-2017, ГОСТ 33766-2016, ГОСТ 33788-2016, ДСТУ 7598:2014, ДСТУ 8870:2019, ПБ В.2.3-150-2000, ТУ У 30.1-05763618-087:2006 та іншу нормативну документацію [15].

Перед початком випробувань було проведено зовнішній огляд і перевірку комплектності зразка, візуально визначався його технічний стан, контролювалися характеристики, було складено акти відбору та ідентифікації зразка.

Сенсорні технології застосовуються у багатьох сферах, включно з моніторингом транспортних засобів та морського середовища [16]. В останні роки датчики і виконавчі пристрої, такі як тензодатчики, стали обов'язковими, в тому числі завдяки федеральному регулюванню в США [17], при виробництві транспортних засобів і впровадженні інтелектуальних транспортних систем, спрямованих на надання послуг для поліпшення безпеки. Наразі середня кількість датчиків у транспортному засобі становить близько 60-100, але в міру того, як транспортні засоби стають «розумнішими», кількість датчиків може досягати 200 датчиків на транспортний засіб [18].

Сенсори деформації - тензорезистори - також використовуються у статичних випробуваннях для точного вимірювання локальних деформацій у критичних зонах конструкції вагона-цистерни. Це дозволяє виявити реальний розподіл напружень, оцінити запас міцності та підтвердити відповідність конструкції розрахунковим і нормативним вимогам. Висока чутливість тензорезисторів забезпечує надійність результатів навіть при незначних деформаціях.

Підготовку поверхонь, наклейку тензорезисторів та їхню ізоляцію від впливу навколишнього довкілля проводили за наявною інструкцією з наклеювання тензорезисторів. Тензорезистори розташовувалися на відстані 25-30 мм від зварного шва і 15-20 мм від кромки деталей, що сполучаються. Перед початком випробувань проводилося градування засобів вимірювальної техніки.

Методика проведення статичних випробувань на міцність

Під час статичних випробувань на міцність деформації в елементах конструкції цистерни реєструвалися при створенні таких випробувальних навантажень:

- вертикальної статичної від завантаження цистерни водою до номінальної вантажопідйомності 66 т і до повного використання об'єму котла;
- внутрішнього робочого і випробувального тиску 0,15 і 0,53 МПа відповідно;
- зовнішнього надлишкового тиску (вакууму) 0,04 МПа (за рівня недоливу 3-5%);
- поздовжніх стискаючих сил, що дорівнюють 1,0 МН і 2,5 МН, прикладених до упорів автозчепів вагон-цистерни;
- поздовжніх розтягувальних сил, що дорівнюють 1,0 МН і 2,0 МН, прикладених до упорів автозчепів вагон-цистерни;
- вертикального навантаження 0,25 МН, прикладеного під розетку автозчеплення, для імітації вертикальної складової поздовжньої сили, спричиненої різницею рівнів автозчеплень сусідніх вагонів ± 100 мм (цистерна завантажена до номінальної вантажопідйомності);
- горизонтального перпендикулярного до осі цистерни навантаження 0,125 МН, прикладеного до головки автозчеплення для імітації поперечних складових поздовжніх сил, що виникають під час руху на кривих ділянках колії;
- підйом навантаженої до номінальної вантажопідйомності цистерни двома домкратами під обидва кінці однієї шворневої балки (для викочування візка);
- підйом навантаженої до номінальної вантажопідйомності цистерни одним домкратом під один кінець шворневої балки (для зміни ковзунів або ресорних комплектів);
- підйом порожньої цистерни двома домкратами під кінці шворневих балок по діагоналі.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для отримання достовірних результатів за кожного режиму навантаження реєстрацію показань проводили щонайменше тричі за стабільних показань приладів. Вимірювання деформацій проводили в таких зонах (рисунки 1, 2):

- обичайка котла;
- днище;
- обичайка котла в районі люка-лаза;
- обичайка котла в опорних зонах;
- хребтова балка в зоні передніх і задніх упорів, біля шворневої балки, в середній частині;
- шворнева балка в зоні перетину з хребтовою балкою;
- бічні балки в консольній частині, в районі шворневої балки;
- передня балка;
- проміжна балка;
- вимірювання переміщень обичайки цистерни під час випробування на зовнішній надлишковий тиск (вакуум) проводилося в зоні люка-лаза (рисунок 3).

У досліджуваних зонах цистерни для одиночних тензорезисторів, напруження σ , МПа, визначалися за формулою (1):

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (1)$$

де: E - модуль пружності першого роду, для сталі $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа,

Для Т-подібної розетки, вважаючи, що коефіцієнт Пуассона $\mu = 0.3$, і що напрямки головних напружень σ_1 і σ_2 , МПа, відомі (σ_1 і σ_2 мають напрямки, що відповідають ε_1 і ε_2).

$$\sigma_1 = 1,1 \varepsilon_1 E + 0.33 * \varepsilon_2 E \quad (2)$$

$$\sigma_2 = 1,1 \varepsilon_2 E + 0.33 * \varepsilon_1 E \quad (3)$$

де: ε_1 та ε_2 – відносні деформації.

Еквівалентні напруги σ_e визначалися за формулою (4):

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad (4)$$

Оцінка результатів статичних випробувань на міцність

Оцінка напруженого стану конструкції цистерни проводилася шляхом порівняння величин еквівалентних напружень від можливого в експлуатації найбільш несприятливого поєднання одночасно діючих навантажень з допустимими напруженнями. Напружений стан елементів конструкції цистерни оцінювався при наступних режимах роботи в експлуатації: *I*, *Ia*, *Iб*, *Iв*, ремонтних, режимі зіткнення, випробувальному та *III* режимі.

Першому режиму *I* відповідають осідання та рушення великовантажного складу з місця, зіткнення вагонів при маневрових роботах, у тому числі при розпуску з гірок, екстрене гальмування в поїздах при малих швидкостях руху.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

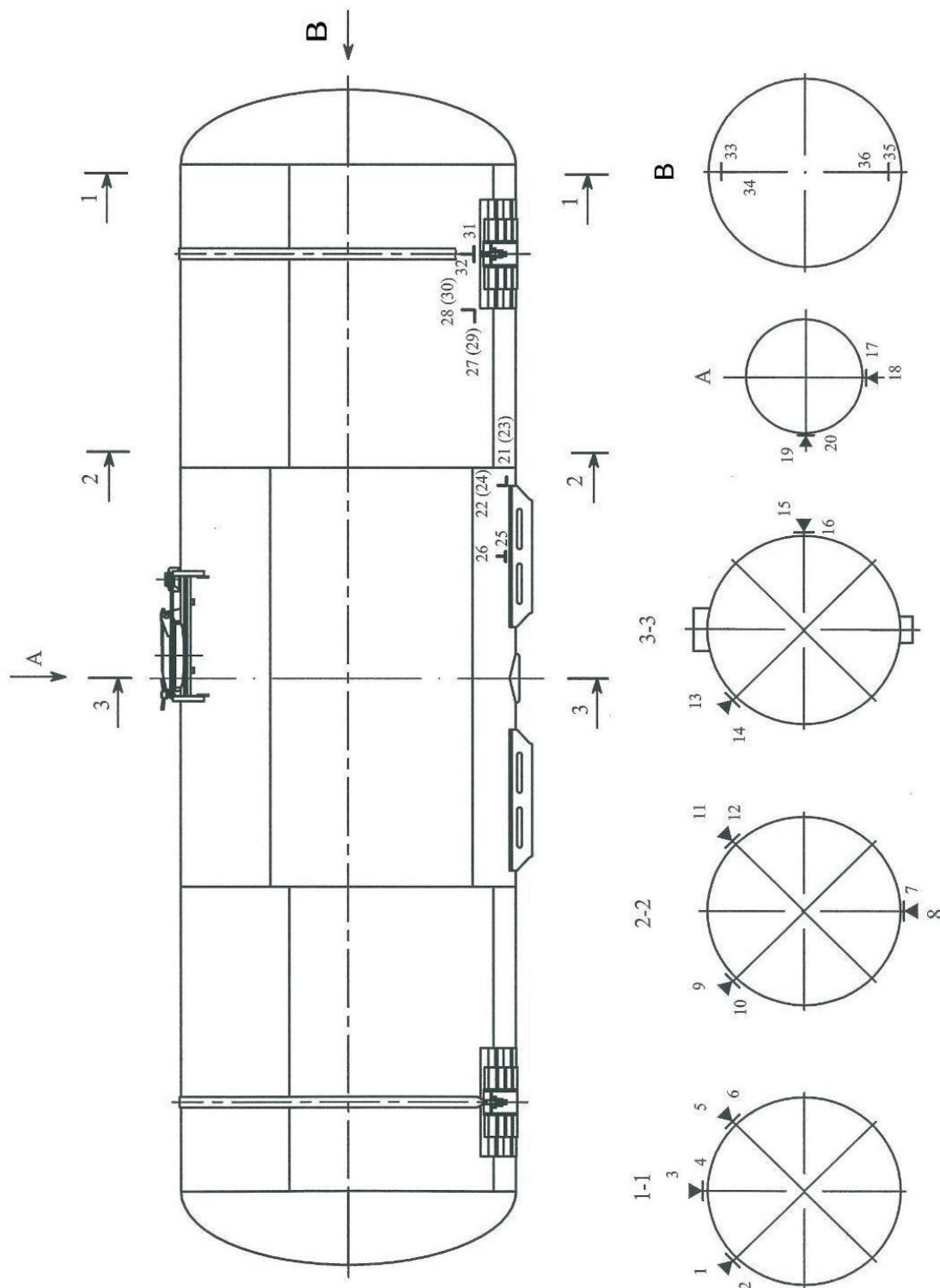


Рис. 1. Розташування тензорезисторів на котлі цистерни моделі 15-1443-06

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

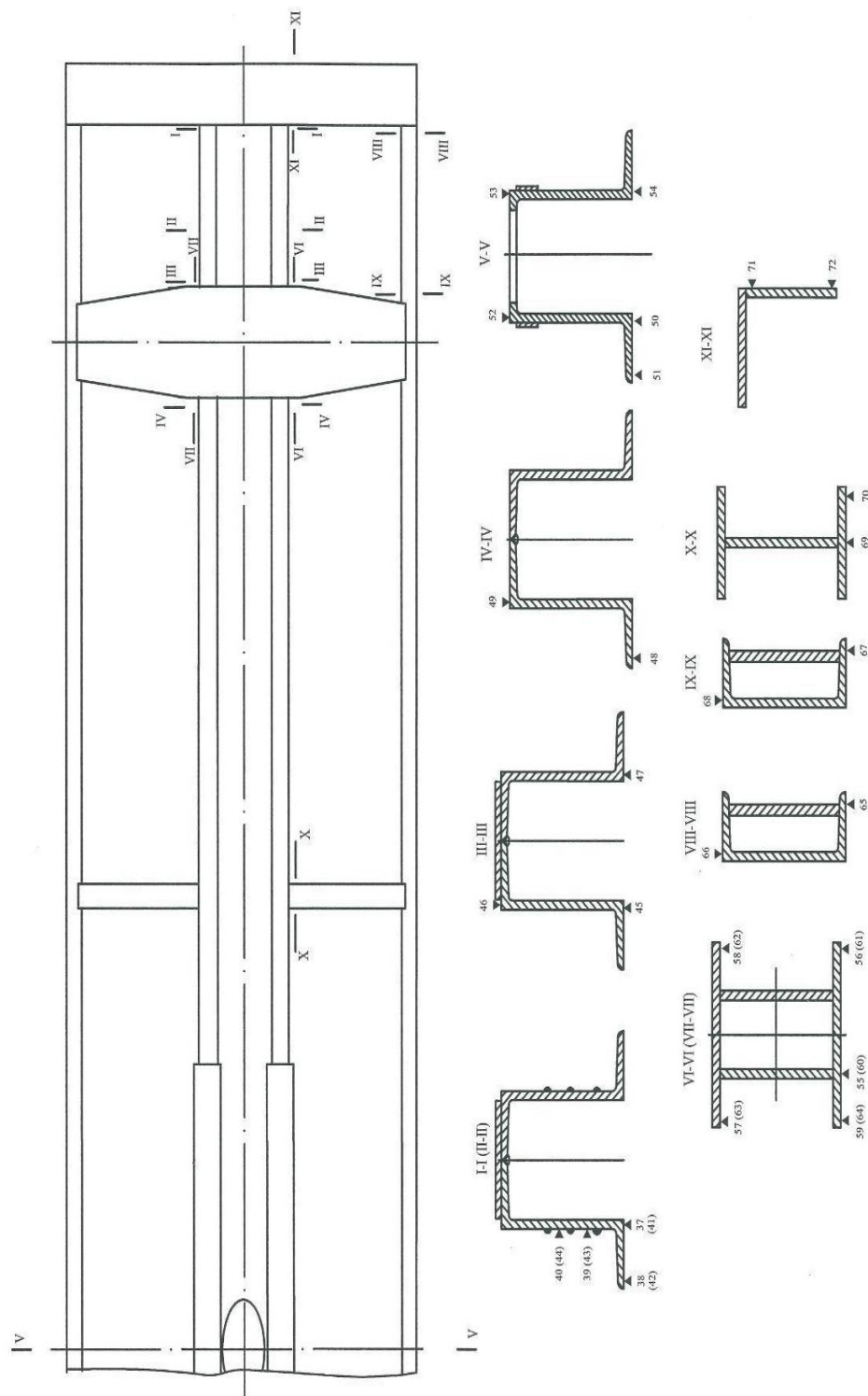


Рис. 2. Розташування тензорезисторів на платформі цистерни моделі 15-1443-06

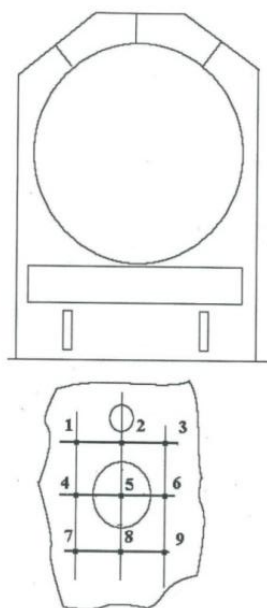


Рис. 3. Розташування місць зміни переміщення обичайки цистерни при випробуваннях на зовнішній надлишковий тиск (вакуум)

При цьому режимі враховувалися напруження від вертикального статичного навантаження $Q_{\sigma p1} - \sigma_{\sigma p1}$: для котла та його елементів $Q_{\sigma p1} = 75,5$ т (маса вантажу 66 т та маса котла 9,5 т, для елементів рами $Q_{\sigma p1} = 82,4$ т (маса вантажу 66 т та маса цистерни без візків 16,4 т) $-\sigma_{\sigma p1}$, розрахункового внутрішнього тиску для I режиму $P_1 = 0.323$ МПа - σ_{P1} , поздовжніх стискаючих і розтягуючих сил, що дорівнюють, відповідно, 2,5 МН і 2,0 МН $-\sigma_{N=\pm 2.5}^{+2.0}$ МПа. Сумарні напруження за режимом I $-\Sigma\sigma_1$ МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_1 = \sigma_{\sigma p1} + \sigma_{PI} + \sigma_{N=\pm 2.5}^{+2.0} \leq [\sigma]_1 \quad (5)$$

Режим *Ia* передбачає одночасну дію навантажень, встановлених для режиму *I* і навантаження, що викликається різницею висот осей автозчеплень сусідніх вагонів ± 100 мм і включає напруження за I режимом і напруження, зумовлені експлуатаційним ексцентриситетом $-\sigma_{екс}$. Сумарні напруження за режимом *Ia* $-\Sigma\sigma_{1a}$ МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{1a} = \sigma_{\sigma p1} + \sigma_{PI} + \sigma_{N=\pm 2.5}^{+2.0} + \sigma_{екс} \leq \sigma_m \quad (6)$$

Додаткове вертикальне навантаження від експлуатаційного ексцентриситету склало:

при розтягуванні $-0,11$ МН;
при стисканні $-0,125$ МН.

Режим *Iб* передбачає одночасну дію навантажень, встановлених для режиму *I* і навантаження, викликаного дією поперечної складової поздовжньої сили в кривих ділянках колії. Сумарні напруження за режимом *Iб* $-\Sigma\sigma_{Iб}$, МПа, складають:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$$\Sigma\sigma_{I6} = \sigma_{\delta p1} + \sigma_{PI} + \sigma_{N=\pm 2.5} + \sigma_{nonep} \leq \sigma_m \quad (7)$$

де: σ_{nonep} – напруження в елементах конструкції цистерни від дії поперечної складової поздовжньої сили, МПа.

Величина поперечної складової поздовжньої сили:

при розтягуванні – 0,0481 МН;

при стисканні – 0,201 МН.

Режим I_6 передбачає одночасну дію навантажень, встановлених для режиму I і поєднанням навантажень, викликаних різницею висот осей автозчеплень сусідніх вагонів до 0,1 м і дією поперечної складової поздовжньої сили в кривих ділянках колії. Сумарні напруження за режимом I_6 – $\Sigma\sigma_{I_6}$ МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{I_6} = \sigma_{\delta p1} + \sigma_{PI} + \sigma_{N=\pm 2.5} + 0,7(\sigma_{nonep} + \sigma_{екс}) \leq \sigma_m \quad (8)$$

Третьому режиму відповідають випадки руху цистерни у складі поїзда прямими та кривими ділянками колії та стрілочними переводами з допустимою швидкістю, аж до конструкційної, при періодичних службових регулювальних гальмуваннях, періодичних помірних ривках та поштовхах. При цьому режимі враховувалися напруження від одночасної дії наступних навантажень:

вертикальної статичної $Q_{\delta p1} - \sigma_{\delta p1}$;

розрахункового внутрішнього тиску для III режиму $P_{III} = 0,171$ МПа – σ_{PIII} ;

поздовжніх стискаючих і розтягуючих сил, рівних 1,0 МН – $\sigma_{N=\pm 1.0}$;

динамічної добавки, одержуваної множенням напружень від статичного навантаження $Q_{\delta p1}$ на коефіцієнт вертикальної динаміки

$\sigma_{дин} = \sigma_{\delta p1} * K_{\delta}$, де $K_{\delta} = 0.360$;

бічного навантаження, що становить 10 відсотків напружень від статичного навантаження $Q_{\delta p1} - \sigma_{\delta ic} = 0,1 * \sigma_{\delta p1}$; При цьому режимі сумарні напруження $\Sigma\sigma_{III}$ МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{III} = \sigma_{\delta p1} + \sigma_{PIII} + \sigma_{N=\pm 1.0} + \sigma_{дин} + \sigma_{\delta ic} \leq [\sigma]_{III} \quad (9)$$

При ремонтних режимах враховувалися напруження від вертикального статичного навантаження бруто та зусиль, що виникають при підйомі цистерни домкратами:

1. При першому ремонтному режимі враховуються напруження від вертикального статичного навантаження $Q_{\delta p1} - \sigma_{\delta p1}$, напруження від внутрішнього робочого тиску (тиск пари продукту 0,069 МПа) – $\sigma_{Pроб}$ і напруження, викликані підйомом цистерни одним домкратом під один кінець шворневої балки (для регулювання ковзунів або зміни ресорних комплектів) – $\sigma_{рем}^I$. При цьому режимі сумарні напруження – $\Sigma\sigma_{рем}^I$ МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{рем}^I = \sigma_{\delta p1} + \sigma_{Pроб} + \sigma_{рем}^I \leq \sigma_{рем} \quad (10)$$

2. При другому ремонтному режимі враховувалися напруження від вертикального статичного навантаження $Q_{\delta p1} - \sigma_{\delta p1}$, напруження від внутрішнього робочого тиску – $\sigma_{Pроб}$ і напруження, викликані підйомом цистерни двома домкратами, підве-

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

деними під обидва кінці шворневої балки (для викочування візка) – $\sigma_{рем}^{II}$. При цьому режимі сумарні напруження $\Sigma\sigma_{рем}^{II}$, МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{рем}^{II} = \sigma_{бр1} + \sigma_{проб} + \sigma_{рем}^{II} \leq \sigma_{рем} \quad (11)$$

3. При третьому ремонтному режимі враховувалися напруження від підйому порожньої цистерни двома домкратами по діагоналі $\sigma_{рем}^{III}$. При цьому режимі сумарні напруження – $\Sigma\sigma_{рем}^{III}$, МПа, складають:

$$\Sigma\sigma_{рем}^{III} = \sigma_{пор} + \sigma_{рем}^{III} \leq \sigma_{рем} \quad (12)$$

де: $\sigma_{пор}$ – напруження від ваги порожньої цистерни без візків.

При випробувальному режимі враховувались напруження від вертикального статичного навантаження $Q_{бр2} = 82,6$ т (маса води в повністю заповненому котлі і маса котла) $Q_{бр1}$ і випробувального тиску. Сумарні для цього режиму $\Sigma\sigma_{вип}$ МПа, склали:

$$\Sigma\sigma_{вип} = \sigma_{бр2} + \sigma_{вип} \leq [\sigma]_{вип} \quad (13)$$

Матеріали елементів конструкції цистерни, допустимі напруження подано в табл. 1.

Таблиця 1. – Матеріали елементів конструкції цистерни та допустимі навантаження.

Назва вузлів та елементів, матеріал	Межа текучості σ_t , МПа	Допустимі навантаження $[\sigma]$, МПа				
		I режим та ремонт	Ia, Ib, Iv	Режим випробувань	III режим	Режим зіткнення
Хребтова і шворневі балки - сталь 09Г2С	325	$0,9\sigma_t = 292,5$	325	-	195	325
Передні, бічні балки та інші елементи рами товщиною понад 10 мм - сталь 09Г2С	325	$0,95\sigma_t = 308,8$	325	-	205	325
Поперечні балки та інші елементи рами товщиною менше 10 мм - сталь 09Г2С	345	$0,95\sigma_t = 327,8$	345	-	210	345
Котел і його елементи - сталь 09Г2С	345	$0,9\sigma_t = 310,5$	345	$\sigma_t/n = 313,6$	210	325

n - коефіцієнт запасу міцності, n = 1,1.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Порівняльні характеристика розрахункових навантажень та еквівалентних напружень

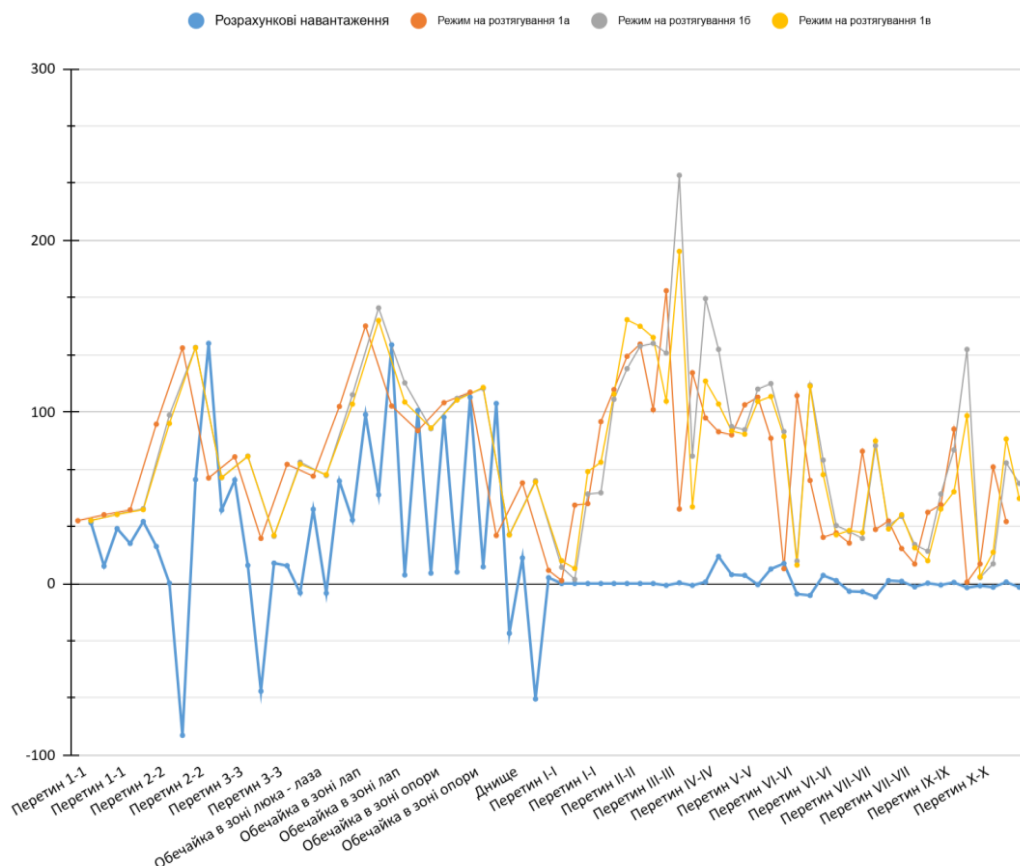


Рис. 4. Графік порівняльних характеристик розрахункових навантажень та еквівалентних напружень

Аналіз результатів статичних випробувань на міцність

У роботі побудовано порівняльну характеристику розрахункових навантажень та еквівалентних напружень у ключових зонах котла та рами вагона-цистерни моделі 15-1443-06. На графіку відображено розподіл напружень по визначених перетинах і конструктивних зонах (обичайка, днище, перетини шворневих і хребтових балок тощо) для кількох експлуатаційних режимів: 1а, 1б та 1в. Розрахункові навантаження, обчислені аналітичними методами, порівнюються з результатами, отриманими експериментальним шляхом за допомогою електричної тензометрії.

Графік на рисунку 4 під назвою «Порівняльні характеристики розрахункових навантажень та еквівалентних напружень» ілюструє розподіл напруженого стану конструктивних елементів вагона-цистерни у різних експлуатаційних режимах. Він побудований на основі даних вимірювань у різних зонах та перетинах цистерни.

Вісь X містить назви зон і перетинів конструкції, де проводилися вимірювання: перетини 1-1, 2-2, 3-3, IV, V, VI тощо; обичайка в зоні люка-лаза, обичайка в зоні лап, днище; інші характерні точки на котлі й рамі вагона. Це дає уявлення про географію вимірювань по довжині й поперечному перерізу цистерни.

A decorative horizontal line with a repeating wavy pattern, consisting of multiple parallel lines that create a textured, undulating effect.

1. Експериментальні криві (1а, 1б, 1в) в цілому проходять вище за розрахункові, що свідчить про наявність додаткових локальних напружень, які могли бути не враховані при теоретичному моделюванні.

3. Графік візуально підтверджує відповідність конструкції допустимим межах, оскільки жодна з кривих не перевищує критичні рівні напружень (які для сталі 09Г2С – ~ 300 МПа).

розрахункові значення демонструють стабільну й очікувану тенденцію змін напруженого стану з поступовим спадом від зон найбільшого навантаження (обичайка, днище) до периферійних ділянок. Натомість результати експериментального вимірювання еквівалентних напружень мають значно виражену нерівномірність: у ряді точок вони коливаються, іноді демонструючи негативні значення.

Ці розбіжності можуть свідчити про наявність локальних концентрацій напружень, складні деформаційні процеси в зонах зварних з'єднань при одночасній дії знакозмінних зусиль, або похибки в умовах прикладення навантаження під час випробування. Також можливо, що конструктивні особливості — такі як асиметрія жорсткості або мікродефекти у металі — спричинили зміщення поля напружень у реальному зразку.

Таким чином, графік підтверджує загальну тенденцію до адекватності розрахункової моделі, але водночас виявляє критично важливі локальні відхилення, які можуть бути визначальними для прийняття рішень щодо подальшої оптимізації конструкції вагона. Це додатково підкреслює необхідність поєднання теоретичних методів з натурними випробуваннями при оцінці міцності складних об'єктів залізничного транспорту.

Висновок

За результатами проведених кваліфікаційних випробувань вагона-цистерни моделі 15-1443-06 було встановлено, що вагон-цистерна успішно пройшов статичні випробування на міцність, що підтверджує його здатність витримувати розрахункові навантаження.

З урахуванням усіх проведених досліджень, а також практичного аналізу існуючих виробничих потужностей, можна зробити висновок про доцільність та ефективність забезпечення стабільності виробничого процесу виготовлення конструкції даного типу вагон-цистерни, можливості скоротити логістичні витрати, підвищити якість продукції та рівень керованості на всіх етапах виготовлення.

Результати цього дослідження можуть мати практичну цінність для широкого кола машинобудівних підприємств. Запропонована модель розрахунку є універсальною і може бути адаптована до різних виробничих середовищ, з урахуванням їхньої специфіки, технічного оснащення та організаційної структури.

Успішне втілення оцінки напружено-деформованого стану на підставі представленого дослідження в практику на постійній основі сприятиме підвищенню рівня безпеки при виготовленні нових конструкцій вагонів-цистерн.

Таким чином, на основі проведених кваліфікаційних випробувань та аналізу результатів отриманих даних вагон-цистерна моделі 15-1443-06 відповідає вимогам нормативних документів та технічної документації та може бути рекомендований до експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Безлюдько О. В., Даниленко Е. І. Проектування та виробництво вагонів-цистерн для нафтопродуктів: Навч. посіб. Дніпро: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, 2020. 192 с.
2. Fomin O., Gerlici J., Lovska A., Kravchenko K. Analysis of the Dynamics and Strength of the Symmetrically Loaded Bearing Structure of a Tank Car with Friction Bonds Implemented by Means of Elastic Elements in the Tank Supports. *Symmetry*. 2022. Issue 14. No. 4. 727. DOI: <https://doi.org/10.3390/sym14040727>
3. Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження динамічного навантаження вантажних вагонів з урахуванням дії вертикального навантаження при експлуатації. Вісник Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Серія: Технічні науки. 2020. №4. С. 147–155. [Елек-

тронний ресурс]. – Режим доступу: <https://journals.nupp.edu.ua/znп/article/view/2517> (дата звернення: 20.04.2025).

4. Xu S., Chen J., McKinley J., Liang J., Yang L., Laver A. Evaluation of current tank car TC128B steel weld performance: Canmet MATERIALS report no. CMAT-2020-WF 49867504 Ottawa: Natural Resources Canada, 2021. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://publications.gc.ca/collections/collection_2023/tc/T44-3-20-2021-eng.pdf (дата звернення: 20.04.2025)

5. Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження міцності та динамічних якостей вагонів-цистерн у процесі експлуатації на залізничному транспорті. Київ: НТУ, 2021. 165 с.

6. Štastniak, P. Kurčík, P. Pavlík, A. Design of a new railway wagon for intermodal transport with the adaptable loading platform. *MATEC Web Conf.* 2018. Vol. 235. 00030. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500030>

7. Dižo J. Harušinec J. Blatnický M. Computation of modal properties of two types of freight wagon bogie frames using the finite element method. *Manuf. Technol.* 2018. Vol. 18. P. 208–214.

8. Štastniak P. Moravčík M. Smetanka L. Baran P. Strength investigation of Main Frame in New Track friendly Railway Bogie. *Manuf. Technol.* 2018. Vol. 18. P. 315–320.

9. Dižo J. Harušinec J. Blatnický M. Structural analysis of a modified freight wagon bogie frame. *MATEC Web Conf.* 2017. Vol. 134. 00010. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201713400010>

10. Iwnicki S.D. Stiche S. Orlova A. Hecht M. Dynamics of railway freight vehicles. *Veh. Syst. Dyn.* 2015. Vol. 53. P. 995–1033. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1037773>

11. Savoskin A.N. Akishin A.A. Yurchenko D. Dynamics and optimization of a new double-axle flexible bogie for high-speed trains. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit* 2018. Vol. 232. P. 1549–1558. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409717737879>

12. Wu Q., Cole C., Spiragin M., Ma W. Preload on draft gear in freight trains. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 2018. Vol. 232. P. 1615–1624. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409717738849>

13. Вагон-цистерна моделі 15-1443-06 [Електронний ресурс] // Офіційний сайт ТОВ «ЕТС». Режим доступу: <https://www.etservice.com.ua/uk/item/15-1443-06-ua/> (дата звернення: 20.04.2025).

14. Вагони-цистерни [Електронний ресурс] // Офіційний сайт компанії «Азовмаш». Режим доступу: <https://www.azovmash.com.ua/catalog/25> (дата звернення: 20.04.2025).

15. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні магістральні. Загальні технічні умови. [Чинний від 01.07.2015]. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2014. 48 с.

16. Bolourchi P., Uysal S. Forest fire detection in wireless sensor network using fuzzy logic. *Proceedings of the Fifth International Conference on Computational Intelligence, Communication Systems and Networks.* Madrid, Spain, 5–7 June 2013. P. 83–87.

17. USA Today. NHTSA to require backup cameras on all vehicles [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.usatoday.com/story/money/cars/2014/03/31/nhtsa-rear-view-cameras/7114531/> (дата звернення: 11.10.2017).

18. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Murgul V. Modeling of operation of elastic-frictional draft gear by NX Motion software. *Procedia Engineering.* 2017. Vol. 187. P. 790–796. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.441>

M. B. Kelrih

National Transport University,
Educational and Scientific Kyiv Institute of Railway Transport
19 Ivana Ohienka St., Kyiv, 03049, Ukraine
ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9045-9538>

V. V. Mamontov

National Transport University,
Educational and Scientific Kyiv Institute of Railway Transport
19 Ivana Ohienka St., Kyiv, 03049, Ukraine
ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-2950-4769>

ASSESSMENT OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE BOILER AND THE FRAME OF THE TANK CAR MODEL 15-1443-06

The paper presents the results of a comprehensive experimental and analytical assessment of the stress-strain state of the tank and frame of the 15-1443-06 tank car during qualification tests. The object of the study is a prototype tank car for the transportation of gasoline and light petroleum products developed by LLC “GSKBV named after V. M. Bubnov”. The tests were carried out in accordance with current national and interstate standards governing the strength of freight cars under static, dynamic and repair loading regimes. The research methodology included a series of static tests under regimes I, Ia, Ib, Iv, III, repair regimes and a special test regime that reproduced vertical loads from tank filling, internal and external pressure, longitudinal compressive and tensile forces, transverse forces arising from coupler interaction in curves, as well as loads occurring during jacking operations. Strains were recorded using electrical resistance strain gauges installed on the tank shell, heads, in the manhole area, in the regions of support units, and on the center sill, body bolsters, side sills, end and intermediate beams of the frame. Based on the measured relative strains, normal, shear and equivalent stresses were calculated and compared with analytical estimates and allowable stresses for steels of the 09G2S type, taking into account the prescribed safety factors. It is shown that, for all investigated regimes, the total equivalent stresses in the control cross-sections do not exceed the limiting values specified by the standards, while local peak stresses are caused by geometric features and stress concentration near welded joints but remain within acceptable safety margins. Comparison of experimental and analytical data confirmed the adequacy of the adopted structural model, the correctness of the defined loading regimes and the selected layout of strain-gauge control points. The results obtained demonstrate that the 15-1443-06 tank car complies with the strength and safety requirements of the regulatory documentation and provide grounds to consider the production technically ready for series manufacturing of this design. The proposed approach can be used as a reference methodology for engineering tests and verification of computational models for advanced freight rolling stock.

Key words: tank car, qualification tests, stress-strain state, strain measurement, equivalent stresses, railroad transport, railway transport.

REFERENCES

1. Bezliudko, O. V., & Danylenko, E. I. (2020). Design and production of tank cars for petroleum products: Textbook Dnipro, Ukraine: Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, 192. [in Ukrainian].
2. Fomin, O., Gerlici, J., Lovska, A., & Kravchenko, K. (2022). Analysis of the dynamics and strength of the symmetrically loaded bearing structure of a tank car with friction bonds implemented by means of elastic elements in the tank supports. *Symmetry*, 14(4), 727. DOI: <https://doi.org/10.3390/sym14040727>
3. Fomin, O. V., & Lovska, A. O. (2020). Investigation of dynamic loading of freight wagons taking into account the effect of vertical load during operation. *Bulletin of the National University “Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic”. Series: Technical Sciences*, 4, 147–155. Retrieved April 20, 2025, from <https://journals.nupp.edu.ua/znp/article/view/2517> [in Ukrainian].
4. Xu, S., Chen, J., McKinley, J., Liang, J., Yang, L., & Laver, A. (2021). Evaluation of current tank car TC128B steel weld performance (Canmet MATERIALS Report No. CMAT-2020-WF 49867504). Natural Resources Canada. Retrieved April 20, 2025, from https://publications.gc.ca/collections/collection_2023/tc/T44-3-20-2021-eng.pdf
5. Fomin, O. V., & Lovska, A. O. (2021). Investigation of strength and dynamic performance of tank cars during operation on railway transport. Kyiv, Ukraine: National Transport University. [in Ukrainian].

6. Štastniak, P., Kurčík, P., & Pavlík, A. (2018). Design of a new railway wagon for intermodal transport with an adaptable loading platform. *MATEC Web of Conferences*, 235, 00030. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500030>
7. Dižo, J., Harušinec, J., & Blatnický, M. (2018). Computation of modal properties of two types of freight wagon bogie frames using the finite element method. *Manufacturing Technology*, 18, 208–214.
8. Štastniak, P., Moravčík, M., Smetanka, L., & Baran, P. (2018). Strength investigation of main frame in new track-friendly railway bogie. *Manufacturing Technology*, 18, 315–320.
9. Dižo, J., Harušinec, J., & Blatnický, M. (2017). Structural analysis of a modified freight wagon bogie frame. *MATEC Web of Conferences*, 134, 00010. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201713400010>
10. Iwnicki, S. D., Stichel, S., Orlova, A., & Hecht, M. (2015). Dynamics of railway freight vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 53, 995–1033. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1037773>
11. Savoskin, A. N., Akishin, A. A., & Yurchenko, D. (2018). Dynamics and optimization of a new double-axle flexible bogie for high-speed trains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232, 1549–1558. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409717737879>
12. Wu, Q., Cole, C., Spiryagin, M., & Ma, W. (2018). Preload on draft gear in freight trains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 232, 1615–1624. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409717738849>
13. ETS LLC. (n.d.). 15-1443-06 tank car Retrieved April 20, 2025, from <https://www.etservice.com.ua/uk/item/15-1443-06-ua/> [in Ukrainian].
14. Azovmash. (n.d.). Tank cars Retrieved April 20, 2025, from <https://www.azovmash.com/ua/catalog/25> [in Ukrainian].
15. State Enterprise «UkrNDNC». (2014). DSTU 7598:2014. Freight mainline wagons. General technical requirements. Kyiv, Ukraine: SE «UkrNDNC». [in Ukrainian].
16. Bolourchi, P., & Uysal, S. (2013). Forest fire detection in wireless sensor networks using fuzzy logic. In *Proceedings of the 2013 Fifth International Conference on Computational Intelligence, Communication Systems and Networks*, 83–87.
17. USA Today. (2014, March 31). NHTSA to require backup cameras on all vehicles. Retrieved October 11, 2017, from <https://www.usatoday.com/story/money/cars/2014/03/31/nhtsa-rear-view-cameras/7114531/>
18. Nikitchenko, A., Artiukh, V., Shevchenko, D., & Murgul, V. (2017). Modeling of operation of elastic-frictional draft gear by NX Motion software. *Procedia Engineering*, 187, 790–796. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.441>