

Міністерство промислової політики України
Державне підприємство
“Український науково-дослідний інститут вагобудування”

Збірник наукових праць

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Випуск 2

Кременчук 2010

УДК 656:62

Збірник наукових праць Державного підприємства “Український науково-дослідний інститут вагонобудування”: Збірник наукових праць “Рейковий рухомий склад”. Кременчук.: ДП “УкрНДІВ”, 2010. - 85 с.

Збірник містить статті, присвячені теоретичним, методологічним та прикладним проблемам галузі залізничного транспорту. У статтях збірника розглядаються питання щодо конструкцій рухомого складу залізниць, технології та організації транспортних процесів, математичного моделювання об’єктів залізничного транспорту, екологічної безпеки на транспорті, економіки транспортного машинобудування.

Для науковців, дослідників, конструкторів та інженерно-технічних працівників транспорту та зв’язку.

Редакційна колегія:

Донченко А.В., кандидат технічних наук, ст. науковий співробітник, член-кореспондент Транспортної Академії України, академік Міжнародної академії наук житлово-комунального господарства (*головний редактор*);

Водяніков Ю.Я., кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник;

Олецак В.С., кандидат технічних наук;

Речкалов С.Д., кандидат технічних наук;

Ільчишин В.В.;

Ольгард Л.Ш.;

Троцький М.В.;

Холод Ю.О.;

Гладкіх І.В., відповідальний секретар;

Донченко Д.А., комп’ютерна верстка.

Статті збірника рецензували члени Редакційної колегії, друкуються мовою оригінала

Рекомендовано до друку Редакційною колегією ДП “УкрНДІВ” (протокол № 1 від 06.01.2010 р.)

Засновник і виконавець - Державне підприємство “Український науково-дослідний інститут вагонобудування”

E-mail: office@ukrndiv.com.ua

www.ukrndiv.com.ua

Зміст

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

<i>А.В. Донченко, М.В. Троцький, В.О. Подзоров, Г.С. Ігнатів</i> Дослідження та розробка технічних вимог до двоповерхових вагонів для експлуатації на залізницях України.....	4
<i>М.В. Атлас, А.В. Донченко, Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко</i> Дослідження конструкції рами візка вагона метрополітену з метою визначення надійності її елементів	13
<i>В.С. Василенко</i> Автоматизация проведения поездных тормозных испытаний железнодорожного подвижного состава методом “бросания”	18
<i>С.В. Бондарев, С.А. Гаврилов, Н.Т. Ольгард, С.А. Чебуров</i> Исследования сопротивлению усталостиосей вагонов типов РУ1 и РУ1Ш колесных пар грузовых вагонов, восстановленных методом плазменно-дуговой металлизации шеек и подступичных частей.....	23
<i>Р.І. Візняк, А.О. Ловська, О.А. Угніч, М.В. Павлюченков</i> Фактори, що впливають на безпеку руху при перевезенні вагонів залізничними поромними суднами в міжнародному сполученні	28
<i>Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко, А.М. Сафронов</i> Математическая обработка результатов стендовых испытаний тормозного блока дискового тормоза.....	42
<i>Ю.Я. Водяников, В.Р. Распопин, Л.Ю. Снитко</i> Алгоритм расчета показателей надежности.....	46
<i>В.И. Ткачев, В.А. Середя, В.С. Речкалов, С.В. Мурчков, В.А. Литвин</i> Модернизация двухосной тележки для грузовых вагонов модели 18-100 путем использования радиальных рычагов и элементов модернизации А.Стаки.....	51
<i>А.В. Донченко, М.В. Троцький</i> Залізничні перевезення контейнерів з завантаженням на рухомий склад в два яруси	59
<i>В.І. Мороз, О.В. Фомін, В.В. Фомін, К.В. Сидоренко, В.П. Білаш</i> Удосконалення конструкції вітчизняних напіввагонів на основі використання сучасних підходів до їх проектування.....	64
<i>А.В. Донченко, В.В. Ільчишин, О.М. Білецький</i> Оцінка якості руху вітчизняних візків з навантаженням 25 тс/вісь.....	69
<i>А.П. Киницкая, М.И. Яланский, Т.В. Шелейко</i> Аналитические и экспериментальные исследования характеристик авторежимов 265а-4 и 265а-4м.....	79

УДК 656.2.(477):(629.45.52-87).001.365.37

А.В. Донченко, М.В. Троцький, В.О. Подзоров Г.С. Ігнатов

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДО ДВОПОВЕРХОВИХ ВАГОНІВ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ УКРАЇНИ

Наведені конструкційні характеристики двоповерхових вагонів розробки зарубіжних фірм. Викладено технічні вимоги до двоповерхових вагонів для умов експлуатації на залізницях України.

Постановка проблеми

Двоповерхові пасажирські вагони широко використовуються в залізничних пасажирських перевезеннях багатьох країн світу. На даний період такі вагони експлуатуються в різних видах сполучення на залізницях європейських держав, а також США, Китаю, Японії та інших країн. Спостерігається значна динаміка в розвитку будівництва двоповерхових вагонів, загальна кількість яких в експлуатації вже складає десятки тисяч одиниць. Провідними вагонобудівними фірмами пропонуються різноманітні конструкції двоповерхових вагонів різного призначення, розраховані на використання в приміському, місцевому та регіональному сполученні. Пропонується вибір вагонів для швидкостей руху від 140 до 250 км/г з пасажирськими приміщеннями (салонами) різних класів, рівнів комфорту та послуг. Серед провідних виробників двоповерхових вагонів – фірми «Alstom», «Bombardier», «Siemens», «Transtech», «Skoda». Як свідчить зарубіжна практика, такий вид рухомого складу є особливо ефективним при використанні його в приміських та регіональних перевезеннях.

Основною метою створення двоповерхових пасажирських вагонів є підвищення провізної здатності рухомого складу за рахунок підвищення пасажиромісткості вагона. Створюються умови для підвищення провізної спроможності залізниць, привабливості для населення залізничного транспорту в умовах конкуренції з іншими видами транспорту.

Розробки в галузі створення двоповерхових вагонів

В якості прикладу нижче наводяться окремі конструкційні характеристики деяких моделей двоповерхових вагонів закордонного виробництва.

Проект швидкісних регіональних електропоїздів з двоповерхових вагонів нового покоління «TER 2N NG» прийнято для реалізації національними залізницями Франції (SNCF) з метою створення парку рухомого складу великої місткості, призначеного для пасажирських перевезень з швидкістю до 160 км/г між великими містами густонаселених регіонів [1].

За результатами вивчення наданих пропозицій проектування та виготовлення нових поїздів «TER 2N NG» було доручено консорціуму компаній «Alstom» і «Bombardier».

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Передбачається, що в перспективі електропоїзди «TER 2N NG» можуть бути використані в міжнародних сполученнях. Для цього передбачена можливість їх виготовлення в багатосистемному варіанті з оснащенням апаратурою відповідних систем сигналізації та зв'язку.

Вагони мають по чотири пасажирські салони, розміщені по сторонах від двох вхідних площадок: два кінцеві (над візками) салони проміжного рівня, доступ в які з вхідних площадок здійснюється по декількох сходах, центральний (між візками) салон нижнього поверху, до якого від вхідних площадок веде пологий пандус, і центральний салон верхнього поверху з входом по сходах (рис. 1). Пасажиромісткість поїздів «TER 2N NG» і розподіл місць по класах наведені в табл.1.



Рис.1. Фрагмент інтер'єру вагона

Таблиця 1. Пасажиромісткість поїздів «TER 2N NG» і розподіл місць по класах

Кількість вагонів в поїзді	Кількість місць для сидіння			Число місць для осіб, що палять		Число місць для осіб з фізичними вадами	Місткість зон для перевезення велосипедів	Число санітарних кабін	
	всього	першого класу	другого класу	всього	доля, %			з умивальними ками	з туалетами
2	219	27	192	24	11	1 або 2	5	1	1
3	339	41	298		7		11		
4	450	54	396	60	13	1 або 2	10	2	2
5	570	68	502		11		16		3

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Підвищення рівня комфорту вагонів забезпечується наступними заходами:

- для полегшення посадки і висадки пасажирів рівень підлоги вхідних площадок понижено до 600 мм над рівнем головок рейок (РГР), що практично співпадає з висотою більшості посадочних платформ на мережі ліній регіональних сполучень (550 мм над РГР). Передбачена можливість застосування спеціальних пристроїв, що полегшують посадку и висадку при висоті платформ 350 або 700 мм над РГР;
- ширина провітрів двох вхідних дверей з кожної сторони вагона збільшена до 1300 мм;
- ширина міжвагонних переходів збільшена до 800 мм;
- відстань між спинками крісел, встановлених зустрічно, збільшена до 1740 мм;
- створення за рахунок інтер'єру відчуття вільного простору для пасажирів, особливо в салонах верхнього поверху;
- наявність показників системи інформування пасажирів зовні та всередині вагонів;
- виділення в одному з вагонів спеціальної зони для осіб з обмеженими фізичними можливостями (на інвалідних колясках) з пристосованим для таких пасажирів туалетом;
- виділення на одній з вхідних площадок спеціальної зони для розміщення великогабаритного багажу, наприклад, велосипедів;
- забезпечення розміщення багажу поряд з пасажирами: на багажних полицях і в рундуках в салонах нижнього поверху и на багажних сітках в салонах верхнього поверху;
- наявність автоматів для продажу напитків і легких закусок;
- доведення рівня шуму як зовні, так і всередині поїзда при русі з максимального швидкістю 160 км/г до того ж рівня, як у поїздів при швидкості руху 140 км/г.

Заслуговує уваги система пасивної безпеки вагонів поїзда «TER 2N NG», яка розрахована на наступні екстремальні навантаження:

- зіткнення на прямій ділянці колії з іншим поїздом при швидкості 36 км/г;
- зіткнення при швидкості 110 км/г на прямій з легковим автомобілем, який зупинився на переїзді;
- зіткнення при швидкості 110 км/г на прямій з вантажним автомобілем масою 30 т, який зупинився на переїзді.

Вказані умови прийняті для обґрунтування і вибору параметрів і конструкції пристроїв для поглинання і розсіювання енергії співудару 4 МДж в зоні кабіни управління і 1 МДж в зоні міжвагонного переходу. Головна ідея полягає в щільному сполученні двох рамних конструкцій, одна з яких сприймає енергію при зіткненні з залізничним рухомих складом, а друга – при зіткненні з вантажним автомобілем, з можливістю відносного переміщення цих рам. У відповідності з таким принципом встановлений визначений порядок участі елементів поглинального пристрою в погашенні енергії співудару в залежності від характеру зіткнення. На рисунку 2 показані складові конструктивні елементи поглинального пристрою, у якого на першому етапі співудару приводяться в дію елементи першого рівня, а потім другого.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

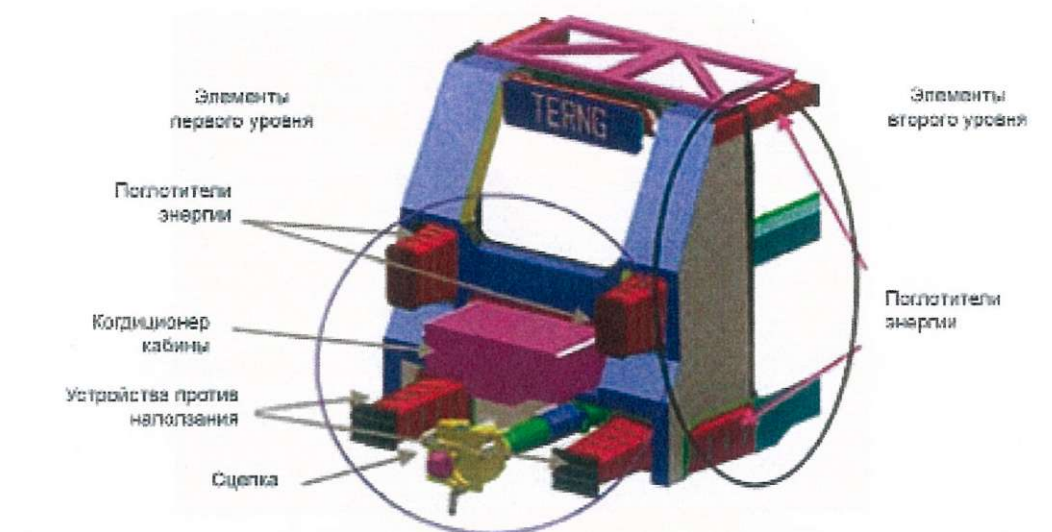


Рис. 2. Схема пристрою пасивної безпеки

ВАТ «Тверський вагонобудівний завод» (Росія) виготовив дослідний зразок двоповерхового вагона, модель 61-4465, який зокрема, було презентовано на II Міжнародному залізничному салоні «ЕХРО 1520» (рис. 3, 4). Вагон встановлено на візках безлюлькової конструкції та обладнано: системою кондиціонування повітря; трьома екологічно чистими туалетами; системами безпеки, контролю діагностики, контролю доступу і охорони поїзда. Обшива кузова – з прокату корозійностійкої (нержавіючої) сталі.

Окремі конструкційні характеристики:

- довжина вагона по осях зчеплення автозчепів, мм	26232;
- довжина кузова, мм	24232;
- висота кузова, мм	5250;
- ширина кузова, мм	3150;
- маса тари, т	64,1;
- кількість місць для пасажирів	64(спальних);
- кількість місць для провідника	1;
- конструкційна швидкість, км/г	160;
- термін експлуатації, років	40.

Привабливість розробленої конструкції двоповерхового вагона для вивчення досвіду будівництва двоповерхових вагонів з метою застосування на українських залізницях полягають в тому, що він адаптований для інфраструктури залізниць колії 1520 мм та, відповідно, обладнаний сумісними системами.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис.3. Двоповерховий вагон, модель 61-4465, Тверського вагонобудівного заводу



Рис.4. Коридор нижнього поверху двоповерхового вагона, модель 61-4465

Технічні вимоги до двоповерхових вагонів для експлуатації на залізницях України

В умовах, коли на залізницях України проводиться значна робота по оновленню рухомого складу, будівництву нових вагонів та підвищенню рівня послуг і сервісу, що надаються пасажиром, дослідження питань створення двоповерхових вагонів є актуальним. Освоєння виробництва нового рухомого складу в Україні буде сприяти вирішенню низки питань, зокрема, стимулювання науковотехнічного та інтелектуального потенціалу, впровадження інноваційних пропозицій та розробок, стимулювання розвитку соціальної інфраструктури регіонів, створення додаткових робочих місць, тощо.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В Україні двоповерхові вагони до теперішнього часу не експлуатувались. Не ставились до вітчизняних виробників і завдання по їх виготовленню. Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу на 2008-2020 роки передбачено освоєння сучасних конструкцій двоповерхових вагонів. В Україні на сьогодні наявна потужна інженерно-інтелектуальна, наукова та виробнича сфера, здатна створити та освоїти виробництво двоповерхових вагонів. Для прискорення створення вказаних вагонів буде всебічно врахований зарубіжний досвід. Концепція повинна враховувати поєднання модульності, доступності та підвищеного комфорту для пасажирів.

Нижче розглядаються окремі технічні вимоги до двоповерхового вагона, які ґрунтуються на результатах аналізу конструкцій вагонів зарубіжних фірм з урахуванням адаптації до інфраструктури залізниць України.

Конструкція кузова. Особливості проектування пасажирських вагонів у двоповерховому виконанні обумовлюються, передусім, поєднанням таких факторів, як обмеження осевого статичного навантаження та використання міжвізкового простору для розташування пасажирських приміщень. Значення статичного навантаження від колісної пари на рейки, що, як відомо, для пасажирських вагонів зі швидкістю до 200 км/г згідно з ГОСТ 22780-93 [2], ВНД 32.1.07.000-02 [3] становить 18 тс, визначає для чотиривісного вагона масу бруто на рівні 72 тс. Відтак, при розрахунковій населеності вагона біля 100 чол., маса тари вагона повинна становити 62 тс, що відповідає масі нинішнього пасажирського вагона одноповерхового виконання. З цього випливає необхідність радикальної мінімізації загальної маси вагона за рахунок, передусім, металоконструкцій рами та кузова. Вказане можна вважати головною передумовою, що викликає необхідність використання нових для вітчизняної вагонобудівної індустрії легких та міцних матеріалів а також освоєння нових технологій їх обробки та поєднання у загальну несучу рамнокозовну конструкцію. Для виготовлення кузовів вагонів слід передбачати, зокрема, застосування сталей підвищених класів міцності, корозійностійких або алюмінієвих сплавів, причому слід прагнути до використання елементів металоконструкцій з профілями перерізів, найбільш оптимізованих, з позицій використання матеріалу, для сприйняття діючих на них навантажень.

Конструкцію кузова слід проектувати суцільнонесучою з застосуванням різних сталених прокатних та гнутих профільних і листових елементів. Зовнішню обшивку доцільно включати в силову схему кузова, як таку, що працює разом з каркасом. Для виготовлення підлоги між поверхами найбільш прийнятними є екструдовані алюмінієві профілі. Конструкція кузова повинна передбачати можливість застосування блочного принципу монтажу окремих модулів та внутрішнього обладнання (модулі купе, туалетні модулі, крісла, багажні полиці і т. ін.)

Рішення щодо обладнання вагона системами пасивної безпеки на сприйняття екстремальних навантажень повинне прийматись окремо. Розміри і конструкція пристроїв залежать від кількості енергії співудару, яку необхідно поглинути та розсіяти при зіткненні транспортних одиниць.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Ходові частини. Вагон повинен бути обладнаний двома двовісними візками зменшеної конструктивної висоти, розрахованими на швидкість руху до 160 км/г. База візка - 2400 - 2600 мм. Візки повинні мати двоступеневе підвішування (буксове та центральне) з гідравлічними демпферами (гасниками коливань), окремо у вертикальній і горизонтальній площинах, з можливістю використання в одній ступені (центральної) пневматичних ресор та стабілізаційні пристрої. Візки повинні бути оснащені протиюзними пристроями та системою контролю нагріву букс.

Конструкція візків повинна забезпечувати плавність руху пасажирського вагона згідно з ДСТУ 4045 [4]. При цьому максимальна величина показника плавності руху вагона для доброго стану колії не повинна перевищувати наступних значень:

- при швидкості руху від 100 до 120 км/г – 2,6;
- при швидкості руху від 120 до 140 км/г – 2,7;
- при швидкості руху від 140 до 160 км/г – 2,8.

Внутрішній дизайн, компоновка та планування. Найбільш розповсюдженим є виконання вагона з чотирма пасажирськими салонами, в тому числі два кінцевих проміжних салони, центральний салон нижнього поверху та центральний салон верхнього поверху. Місця першого класу знаходяться в центральних салонах нижнього та верхнього поверхів. Для проходу з вхідних площадок в проміжні салони передбачаються декілька сходинок, на верхній поверх – драбина-східці, на нижній поверх – похилий пандус.

Конструкція вагона, його основних систем та вузлів повинна передбачати можливість різноманітного планування пасажирського салону, що дозволяло б при мінімальній доробці здійснити організацію виробництва вагонів таких модифікацій:

- вагон відкритого типу з кріслами для сидіння, салоном підвищеного комфорту і багажним відділенням;
- вагон відкритого типу з кріслами для сидіння, салоном підвищеного комфорту та з можливістю перевезення інвалідів у колясках;
- вагон відкритого типу з кріслами для сидіння, салоном підвищеного комфорту та баром;
- вагон відкритого типу з кріслами для сидіння, салоном підвищеного комфорту та радіокупе.

Для створення достатнього рівня комфорту:

- рівень підлоги вхідних площадок для полегшення посадки і висадки пасажирів слід визначити в межах біля 600 мм від рівня головок рейок;
- доцільна ширина просвіту дверей повинна складати 1300 мм; ширина міжвагонних переходів - не менше 800 мм;
- відстань між спинками крісел, встановлених зустрічно, повинна складати не менше 1740 мм;
- в одному з вагонів необхідно виділити спеціальну зону для осіб з обмеженими фізичними можливостями з пристосованим для них туалетом;
- на одній з вхідних площадок виділити спеціальну зону для розташування великогабаритного багажу.

Дизайн вагона повинен створювати у пасажирів відчуття вільного простору, особливо в салонах верхнього поверху.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

В табл. 2 наведені окремі конструкційні характеристики вагона.

Таблиця 2. Технічні характеристики двоповерхового вагона з місцями для сидіння

Ч/ч	Найменування показників	Одиниця виміру	Величина, значення показника
1	Габарит згідно ГОСТ 9238 [5]		1-Г
2	Статичне осьове навантаження від колісної пари на рейки	кН (тс)	176,6 (18,0)
3	Довжина по осях зчеплення автозчепів	м	26,2 – 26,8
4	База вагона	м	19,0
5	Пасажиромісткість, орієнтовно	осіб	100
	в т. числі:		
	місць 1 класу		14
	місць 2 класу		86
	місць для осіб з обмеженими можливостями		1
6	Конструкційна швидкість	км/г	160
7	Середній коефіцієнт теплопередачі кузова, не більше	Вт/ м ² . К	1,1
8	Призначений термін служби	років	30
9	Термін служби до першого капітального ремонту	років	6
10	Термін служби (пробіг) до першого деповського ремонту	років (км. пробігу)	2 (450 000)

Висновки і перспективи подальших досліджень

Стосовно концептуальних підходів до створення двоповерхового пасажирського вагона в Україні слід враховувати наступне:

- на першому етапі використання даного виду рухомого складу слід передбачати в регіональному сполученні;
- необхідне освоєння сучасних міцних та полегшених матеріалів та технологій їх застосування;
- виникає завдання максимально ефективного використання внутрішнього простору в двоповерховому вагоні; впровадження компактних агрегатів енергосилового обладнання та систем комфорту (вентиляція, опалення, освітлення, радіообладнання, система сповіщення, пожежегасіння та ін.); раціональної та надійної в експлуатації конструкції пристроїв безпеки – перехідних площадок, безазорного зчпного пристрою, блокувальних пристроїв, аварійних виходів та ін.; компактність та насиченість устаткування не повинна суперечити його безпечній експлуатації та заважати доступу до них при обслуговуванні та ремонті;
- необхідно віднайти та застосувати доступні матеріали, що забезпечили б підвищену шумоізоляцію, зокрема, в зонах над візками та на рівні нижнього поверху;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

– треба передбачати, що пасажирські салони не будуть мати стоячих місць;
– кожен вагон повинен супроводжуватись провідниками, відтак кожен вагон повинен мати службове купе.

Очевидно, що необхідно буде внести зміни та доповнення в чинну нормативну документацію, які враховували б особливості конструкцій двоповерхових вагонів. Локомотивне, колійне господарство, служби електропостачання та зв'язку залізниць також має бути відповідно підготовленим до масової експлуатації такого виду рухомого складу.

Очікуваний соціальний та економічний ефект. Техніко-економічні розрахунки показали, що залізниці отримають позитивний економічний ефект від використання таких вагонів. Застосування двоповерхових вагонів дає можливість істотно збільшити кількість пасажиромісць вагона і, відповідно, пасажирського потягу у порівнянні з одноповерховими вагонами.

Основними факторами, які забезпечують утворення ефекту від впровадження в практику пасажирських залізничних перевезень двоповерхових вагонів є наступні:

- підвищена провізна спроможність при однакових довжині поїзда та пасажирських платформ (за рахунок підвищення пасажиромісткості при тій же, що і для одноповерхового, довжині вагона);

- менше значення питомої матеріалоемності (в розрахунку на одно пасажиромісце);
- якнайповніше використання габаритного простору будівельним обрисом вагона;
- зниження питомих витрат на обслуговування, енергозабезпечення.

Вказані фактори, в підсумку, знижують експлуатаційні витрати залізничного транспорту.

Витратами, пов'язаними з впровадженням двоповерхових пасажирських вагонів, будуть додаткові одноразові капітальні вкладення залізничного транспорту в рухомий склад, а також витрати промисловості на створення такого виду рухомого складу.

Орієнтовно, середньорічний економічний ефект від використання двоповерхового вагона в порівнянні з пасажирським вагоном серійного виробництва складе не менше 250 тис. грн.

Технічні вимоги пропонується покласти в основу подальших науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт при створенні пасажирських двоповерхових вагонів для українських залізниць.

ЛІТЕРАТУРА

1. Региональные поезда из двухэтажных вагонов. // Железные дороги мира», №2. - 2005.
2. ГОСТ 22780-93 (ISO 1005-9-86) Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Типы, параметры и размеры.
3. ВНД 32.1.07.000-02 Тимчасова інструкція з організації швидкісного руху пасажирських поїздів. Вимоги до інфраструктури та рухомого складу. – Укрзалізниця, Київ. Чинна з 10 серпня 2002 р.
4. ДСТУ 4045-2001 Візки вагонів пасажирських магістральних локомотивної тяги. Загальні технічні умови
5. ГОСТ 9238-83 Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм

УДК 001.891.5:629.43.027.2.023-192

М.В. Атлас, А.В. Донченко, Ю.Я. Водянніков, Т.В. Шелейко

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РАМИ ВІЗКА ВАГОНА МЕТРОПОЛІТЕНУ З МЕТОЮ ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

Наведені результати аналізу умов експлуатації та причин пошкодження рам візків вагонів метрополітену, дана оцінка отриманих результатів та висновки щодо надійності окремих елементів рам.

Об'єктом досліджень є рама моторного двовісного повідкового візка вагонів метрополітену виробництва Митіщинського машинобудівного заводу, що являє собою суцільнозварну Н-подібну конструкцію, до якої кріпляться всі вузли візка (рис. 1).

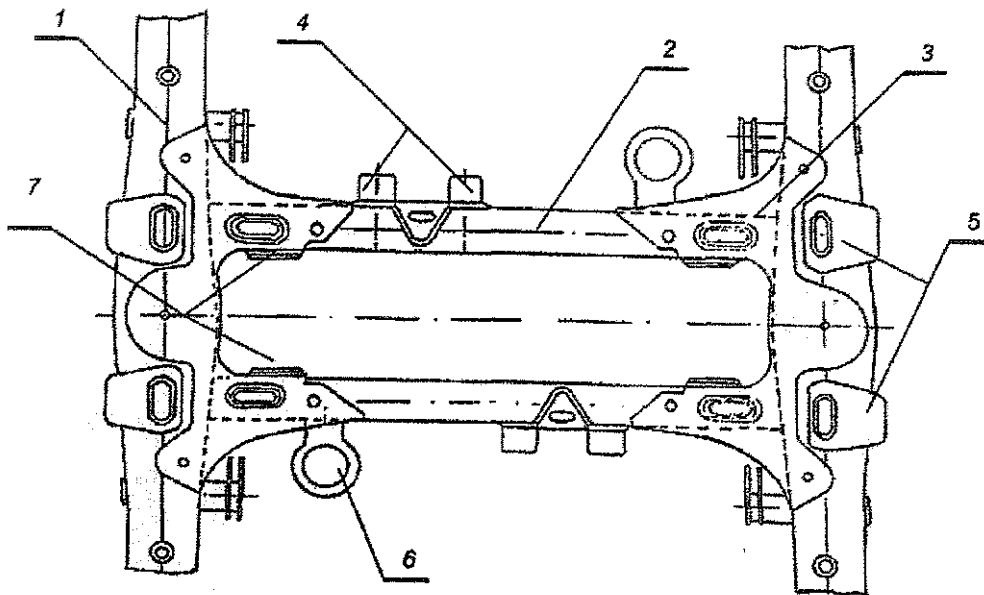


Рис. 1. Конструкція рами моторного двовісного повідкового візка вагонів метрополітену:

- 1 – поздовжня балка, 2 – поперечна балка,
- 3 – листова косинка, 4 – кронштейни підвішування тягових двигунів,
- 5 – кронштейни підвішування буксових повідків, 6 – кронштейн підвішування редуктора,
- 7 – наличники центрального прорізу.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Дві поздовжні та дві поперечні балки конструкції рами з'єднані в стик, місця їх з'єднань перекриті листовими косинками. На балках розташовані елементи кріплення важелів гальмівної передачі, повідків буксового підвищування, гідроамортизаторів, гальмівних циліндрів, тягових двигунів, редукторів тощо. Наличники центрального прорізу на центральну балку, підп'ятник, п'ятник і шворневу балку кузова здійснюється передача тягових і гальмівних зусиль від рами візка на раму кузова вагона.

Для дослідження з метою визначення надійності елементів конструкції рам візків були надані карти реєстрації ремонтів рам візків за формою Київського метрополітену.

Встановлено, що за свій життєвий цикл товстостінні елементи рами, поздовжні та поперечні балки, не вичерпують несівної спроможності і можуть експлуатуватися понад призначений термін служби, а елементи кріплення різних вузлів візка кронштейни підвищування тягових двигунів, редукторів, буксових повідків тощо потребують поновлення.

Попередній аналіз (рис. 2, 3) проведених ремонтів рам візків дав можливість визначитися з елементами конструкції рами, які більш часто потребують ремонту.

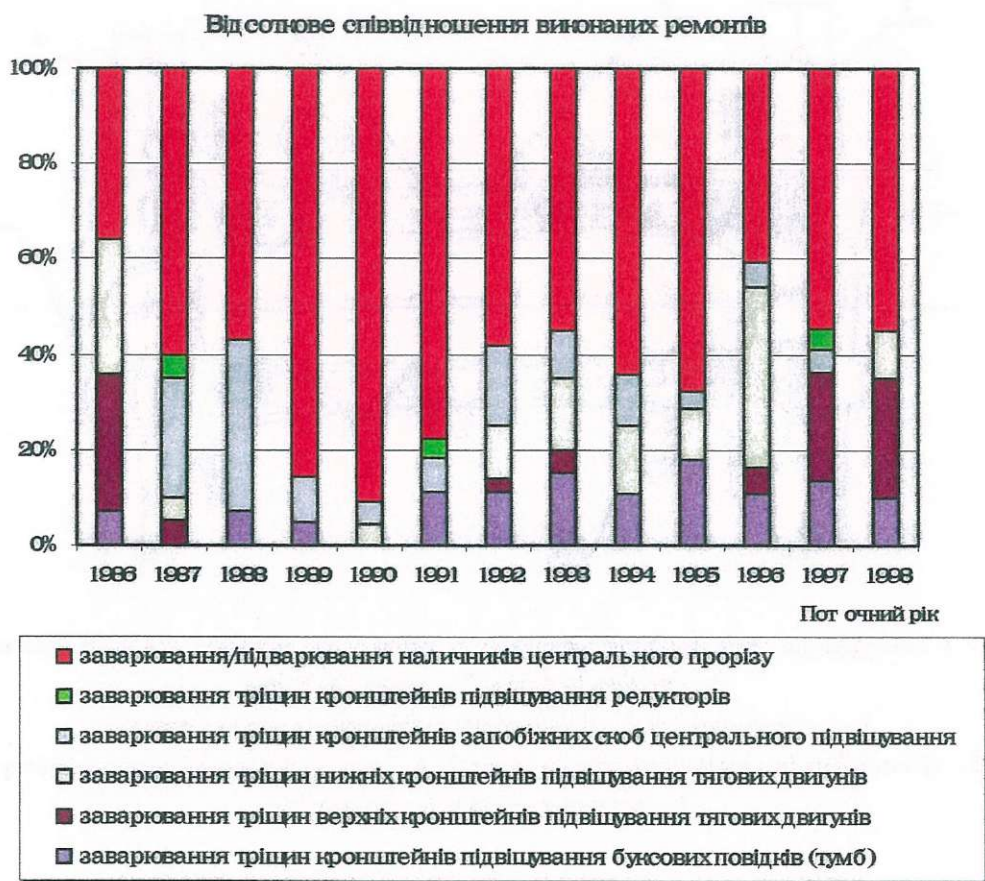


Рис. 2. Аналіз виконаних ремонтів елементів рам візків вагонів метрополітену з 1985 року по 1998 рік

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Предметом досліджень стали наступні елементи рами візка:

- кронштейни підвішування буксових повідків (тумби);
- верхні кронштейни підвішування тягових двигунів;
- нижні кронштейни підвішування тягових двигунів;
- кронштейни запобіжних скоб центрального підвішування;
- наличники центрального прорізу.

Виходячи з умов експлуатації, всі елементи конструкції рами візка, що розглядалися на предмет надійності, були розподілені на групи за навантаженнями, які вони зазнають під час експлуатації. Так, наприклад, повідками буксового підвішування здійснюється передача тягових та гальмівних зусиль від колісних пар на кронштейни рами візка. Під час руху повідки зазнають одночасну дію різних навантажень. Вони вигинаються в вертикальній площині при просадці рами візка, пружно деформуються в поперечному напрямленні під час проходження візками кривих ділянок шляху, розтягуються та стискаються при тягових і гальмівних навантаженнях. Всі чотири кронштейни буксових повідків (тумби), встановлені на рамі, зазнають однакові навантаження в експлуатації.

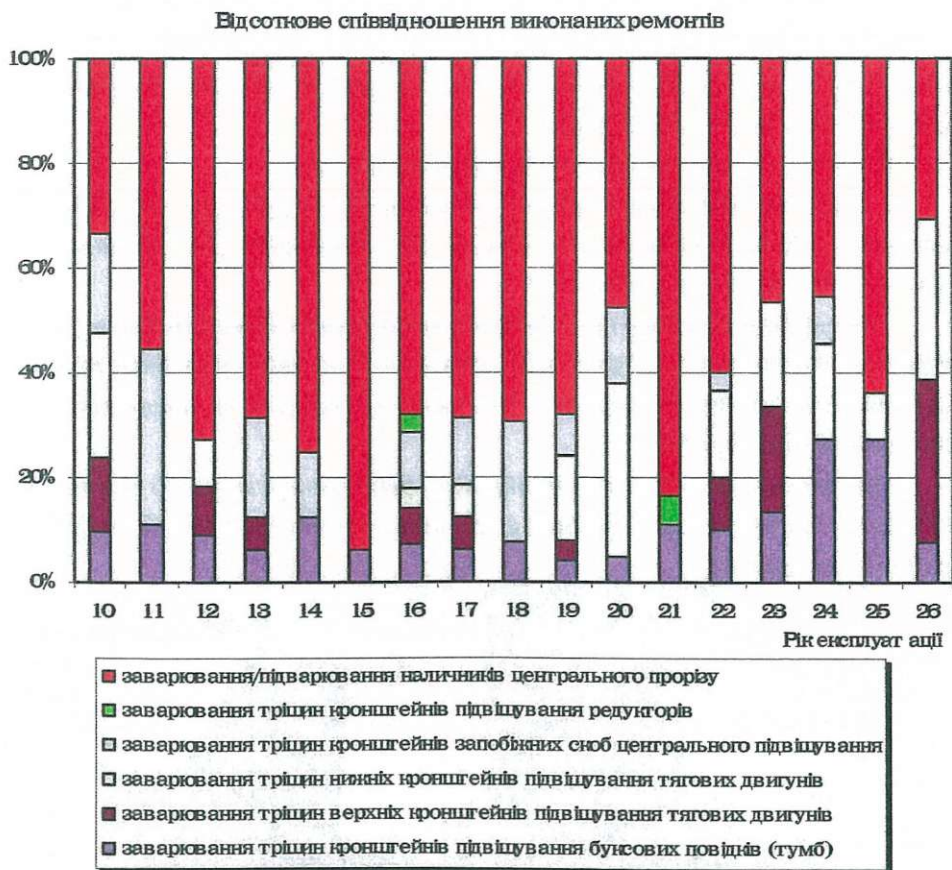


Рис. 3. Аналіз виконаних ремонтів елементів рам візків вагонів метрополітену за роками експлуатації

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Кріплення тягового двигуна до рами візка здійснюється шляхом навішування його на кронштейни (верхній та нижній) поперечної балки, площі прилягання яких конструктивно співпадають з площинами кріплення двох верхніх та одного нижнього приливів остова двигуна. На кожному візку встановлюється два тягових двигуна (на кожен колісну пару). Для їх кріплення на рамі розташовано 4 верхніх і 2 нижніх кронштейни підвішування тягових двигунів. Експлуатаційні навантаження верхніх і нижніх кронштейнів неоднакове і визначати надійність цих елементів необхідно окремо.

Для запобігання падінню на колію під час руху, у разі відриву елементів підвішування, на спеціальних кронштейнах поперечних балок рами закріплені запобіжні скоби, по 2 на кожний візок.

Підвішування редуктора колісної пари здійснюється до спеціального кронштейну, ввареного в поперечну балку рами візка. За допомогою деталей підвішування корпус редуктора колісної пари фіксується в певному положенні аби забезпечити совісність вала тягового двигуна і вала-шестерні. Кількість редукторів (2 штуки) на рамі обумовлена кількістю колісних пар візка. Для їх кріплення на рамі візка розташовано 2 кронштейни підвішування.

Наличниками центрального прорізу на центральну балку, підп'ятник, п'ятник і шворневу балку кузова здійснюється передача тягових і гальмівних зусиль від рами візка на раму кузова вагона. На рамі візка розташовано 4 наличники центрального прорізу прямокутної форми.

Виходячи з умов експлуатації, встановлено, що:

– за браком інформації щодо початку експлуатації, при оцінці надійності елементів рам візків за початок експлуатації слід приймати час виконання їм капітального ремонту першого об'єму (КР-1);

– наприкінці призначеного терміну експлуатації візка (16 років згідно конструкторської документації) товстостінні елементи його рами, подовжні та поперечні балки, не вичерпують своєї несівної спроможності і можуть експлуатуватися понад призначений термін служби;

– всі елементи кріплення сприймають різнонаправлену дію сил і основним видом їхнього пошкодження (відмови) є тріщини зварних швів, іноді з переходом на основний метал (рис. 4);

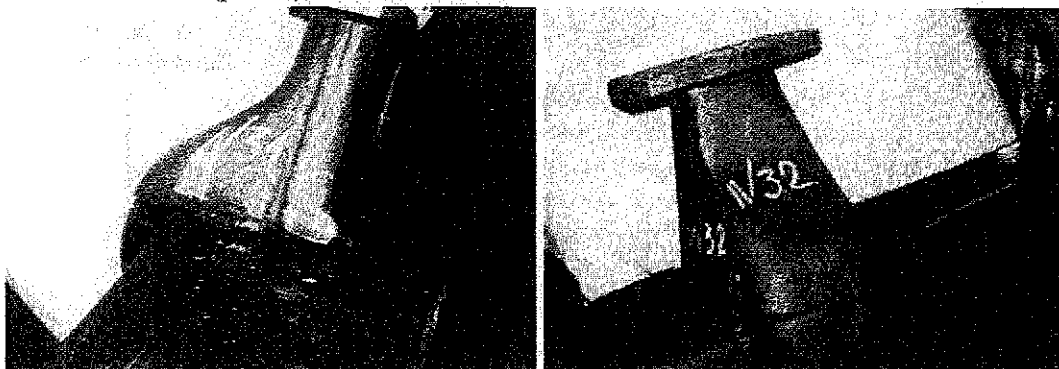


Рис. 4. Типове пошкодження кронштейнів буксових повідків

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

– для оцінки можливості подовження терміну служби візкам понад нормативний шляхом виконання капітального ремонту другого об'єму (КР-2), слід дослідити надійність рам після виконання їм вказаного ремонту;

– основною причиною виникнення тріщин в елементах рами візка є втомленість металу, що виникає при роботі рами в умовах знакоперемінних навантажень та її довготривалої експлуатації;

– тривалість міжремонтного пробігу прямо пов'язана з якістю технології ремонту, виконання зварних швів, кількістю та якістю запасних частин, матеріалу тощо. Аналіз якості технології ремонту дозволить визначити ті складові, що потребують удосконалення.

На підставі даних статистичного матеріалу, була виконана оцінка надійності окремих конструктивних елементів рам візків вагонів метро в залежності від терміну експлуатації після виконаного ремонту КР-1 та КР-2, яка показала, що:

– експлуатацію рам візків вагонів метрополітену з вичерпаним терміном служби може бути подовжено за умови їх задовільного технічного стану аби витрати на поновлення втраченої несівної спроможності та динамічні показники не вийшли за межі економічної доцільності необхідного ремонту;

– експлуатація візків з подовженим терміном служби потребує більш ретельного додержання правил утримання та пильного нагляду за поведінкою їх в експлуатації;

– менш надійними елементами рам візків є кронштейни підвішування тягових двигунів, редукторів, буксових повідків, що зазнають різнонаправлену дію сил, та наличники центрального прорізу, через які здійснюється передача тягових і гальмівних зусиль від рами візка на раму кузова вагона.

УДК 004.42:629.4.077.018

В.С. Василенко

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПОЕЗДНЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТОДОМ “БРОСАНИЯ”

Рассмотрена проблема автоматизации процесса проведения поездных тормозных испытаний железнодорожного подвижного состава. Представлены результаты построения аппаратно-программного измерительного комплекса для решения задачи проведения поездных тормозных испытаний. Рассмотрены возможности программного обеспечения, используемого при проведении поездных тормозных испытаний.

Проведение тормозных испытаний железнодорожного подвижного состава является неотъемлемой частью процесса ввода в эксплуатацию новых образцов подвижного состава. Проведение поездных тормозных испытаний, в частности, позволяет оценить эффективность тормозной системы натурального образца единицы подвижного состава в реальных условиях эксплуатации. Проведение подобного рода испытаний является сложным и трудоемким процессом. Особо следует отметить важность обеспечения достоверности полученных результатов, так как параметры, определяемые в процессе проведения этих испытаний, напрямую влияют на обеспечение безопасности движения на железной дороге. Автоматизация проведения испытаний позволяет свести к минимуму количество ошибок, вызванных человеческим фактором, повысить точность вычислений и сократить время на проведение испытаний.

В современных условиях наиболее качественный подход в реализации автоматизации процесса испытаний обеспечивает использование компьютерной техники и организация на ее основе аппаратно-программных комплексов. Подобные комплексы обеспечивают высокий уровень масштабируемости и позволяют в кратчайшие сроки реализовывать необходимую схему и методику проведения испытаний. Составными частями такого комплекса являются датчики, регистрирующие необходимые физические величины и преобразующие их в соответствующие электрические сигналы; аналого-цифровой преобразователь (АЦП), преобразующий аналоговые сигналы от датчиков в цифровое представление; персональный компьютер (ПК) с соответствующим программным обеспечением (ПО), который принимает, сохраняет и обрабатывает цифровые данные от АЦП, а также управляет последним.

В ГП “УкрНИИВ” была осуществлена автоматизация проведения поездных тормозных испытаний методом «бросания» на площадке, который состоит в автоматической расцепке испытуемого вагона от опытного сцепы, при этом на опытном вагоне реализуется экстренное пневматическое торможение (рис. 1).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

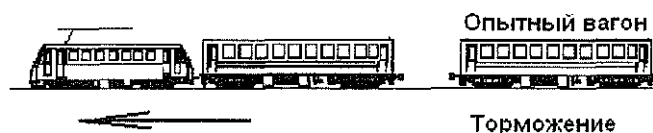


Рис. 1. Проведение тормозных испытаний пассажирского вагона методом “бросания”

Аппаратная часть комплекса оборудования для проведения этого вида испытаний состоит из механизма расцепления вагонов, датчика оборотов колеса, АЦП (используется АЦП L-Card E-330), ПК (ноутбук). Программная часть состоит из программы “BreakMaster_E330”, на которую получено авторское свидетельство №28917 в Государственном департаменте интеллектуальной собственности Украины.

ПО “BreakMaster_E330” функционирует в среде выполнения NET Framework версий 2.0 и выше, что позволяет использовать его на всех аппаратных и программных платформах, на которые портирована данная среда выполнения. Программа позволяет записать сигнал от механизма расцепления вагонов и датчика оборотов колеса, обработать их, определив скорость опытного вагона в момент начала торможения и его тормозной путь, вывести результаты расчетов в формате MS Excel. Это ПО обладает полностью графическим интерфейсом, максимально упрощенным для возможности работы с ним без специальной подготовки оператора. Работа с программой организована таким образом, что оператор лишен возможности модифицировать исходные данные либо каким-то образом вмешаться в алгоритм вычисления необходимых параметров.

Для начала работы с программой в режиме записи сигнала от датчиков оператору необходимо выбрать соответствующий пункт меню и ввести обязательные параметры, регламентирующие работу АЦП и определяющие исходные данные для проведения испытаний, как показано на рис. 2. На этом этапе программа автоматически формирует структуру папок на жестком диске компьютера, избавляя тем самым оператора от необходимости отвлекаться от непосредственного управления записью сигналов. Для проведения записи оператору доступны только кнопки, инициализирующие ее старт и остановку. После остановки записи в текущем опыте торможения оператор имеет возможность инициализировать начало проведения нового опыта, изменить параметры работы АЦП и начальные данные или рассчитать значения искомых параметров в записанных к этому моменту опытах. Интерфейс программы при проведении записи сигнала от датчиков показан на рис. 3.

Для начала работы в режиме анализа записанных опытов с целью расчета требуемых параметров оператору необходимо выбрать соответствующий пункт меню в главном окне программы или вызвать его из окна записи сигналов в момент остановки записи. В этом режиме от оператора требуется указать папку с записанными опытами и указать граничные значения напряжения сигналов от механизма расцепления вагонов и датчика оборотов колеса, которые будут использованы при расчете параметров торможения.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

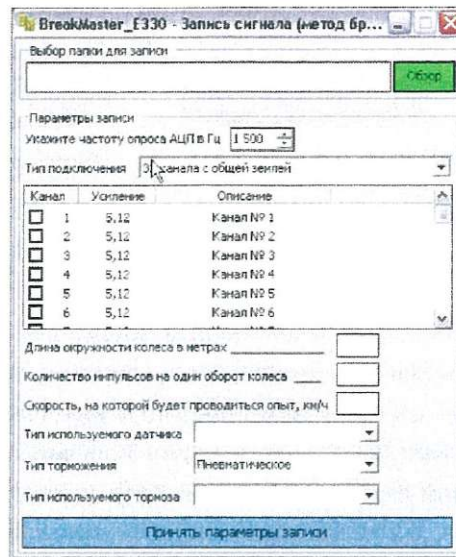


Рис. 2. Установка параметров работы АЦП и ввод исходных данных перед началом записи сигналов

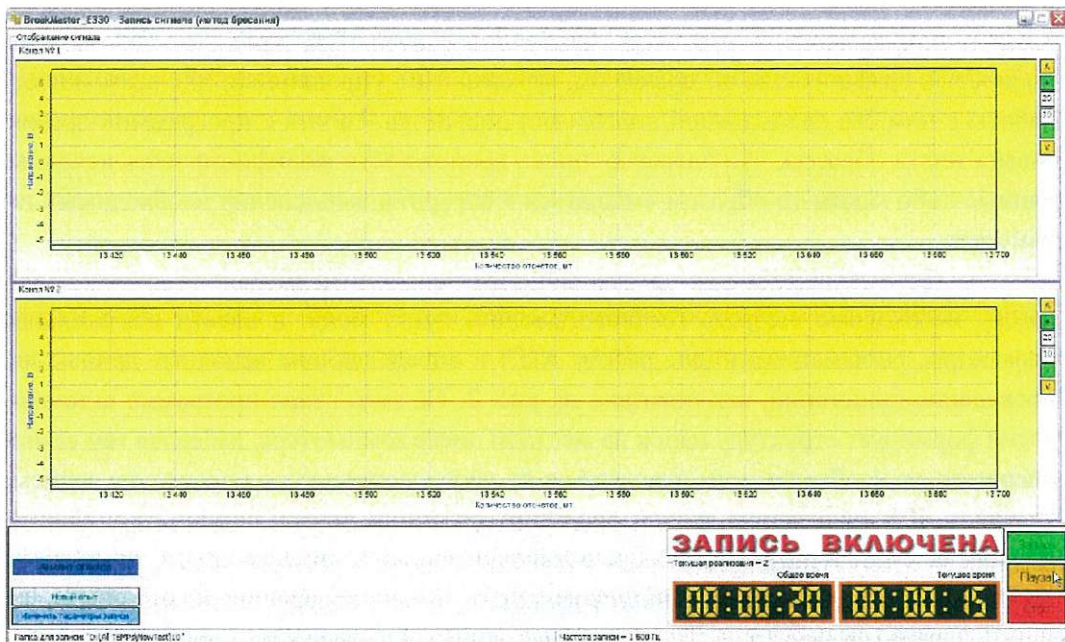


Рис. 3. Запись сигналов от датчиков

Далее расчет параметров происходит в автоматическом режиме. Все данные, необходимые для проведения расчета сохраняются непосредственно в самом файле с сигналами датчиков. Оператор не имеет возможности внести какие-либо коррективы в исходные данные, которые смогли бы повлиять на конечный результат вычислений. В процессе вычисления программа определяет скорость опытного вагона в момент начала его торможения и его тормозной путь. После проведения расчета эти параметры отображаются в таблице результатов для возможности их оценки и визуального контроля.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

После проведения вычисления параметров оператор имеет возможность вывести результаты работы в файл формата MS Excel. В этот файл также будет автоматически добавлена диаграмма зависимости величины тормозного пути опытного вагона от его скорости в момент начала торможения. Интерфейс программы в режиме анализа записанных данных представлен на рис. 4.

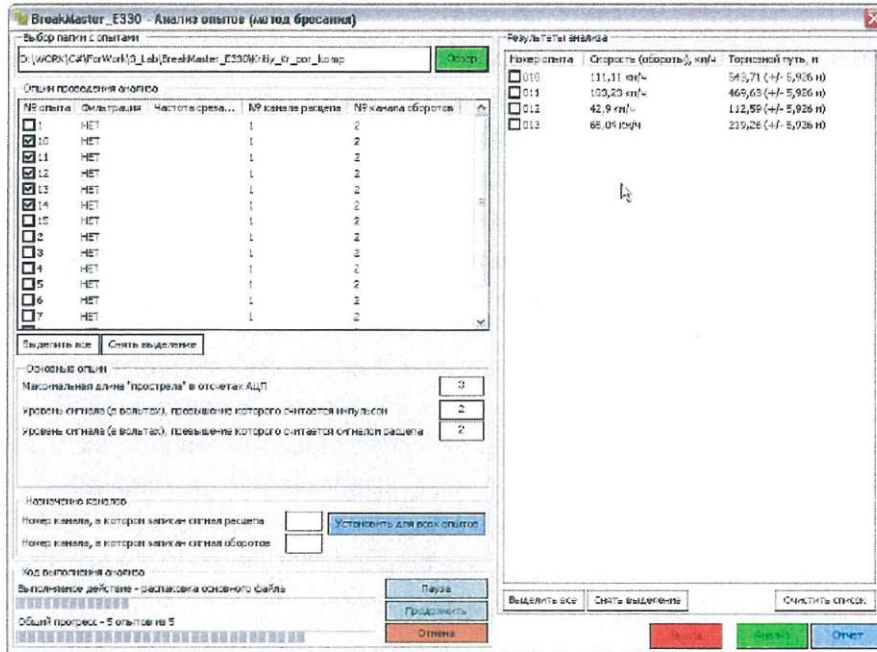


Рис. 4. Проведение анализа записанных данных

Программа также имеет режим просмотра записанных файлов, интерфейс которого представлен на рис. 5.



Рис. 5. Просмотр записанных данных

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Этот режим может быть запущен из основного меню. Он позволяет детально изучить графики записанных сигналов и при необходимости распечатать их. Оператору доступны средства управления, позволяющие гибко настроить диапазон отображения записанных данных. Данный режим также не позволяет оператору вносить изменения в записанные данные.

Описанный подход в осуществлении автоматизации проведения поездных тормозных испытаний позволил повысить их точность, существенно снизить вероятность ошибок, вызванных действиями оператора, а также заметно облегчить и ускорить сам процесс проведения испытаний. Также стоит отметить, что стоимость реализации подобного аппаратно-программного комплекса ниже по сравнению со стоимостью предлагаемых на рынке готовых решений. Дальнейшее повышение уровня автоматизации в этом направлении видится в расширении количества и типа датчиков, контролируемых системой и соответствующего развития ПО, которое позволило бы контролировать все необходимые процессы и вычислять соответствующие им параметры.

УДК 629.4.027.11.004.67 :: 620.178.4

С.В. Бондарев, С.А Гаврилов, Н.Т. Ольгард, С.А. Чебуров

ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЮ УСТАЛОСТИ ОСЕЙ ВАГОНОВ ТИПОВ РУ1 И РУ1Ш КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ, ВОССТАНОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ ПЛАЗМЕННО- ДУГОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ ШЕЕК И ПОДСТУПИЧНЫХ ЧАСТЕЙ

Изложены результаты стендовых испытаний на усталость восстановленных осей вагонов типов РУ1 и РУ1Ш с рекомендуемым сроком эксплуатации восстановленных осей.

На железнодорожном транспорте имеется несколько десятков тысяч колесных пар, оси которых отбракованы по причине наличия дефектов шеек и подступичных частей осей: это их износ, задиры, риски, наклеп на шейке.

Восстановление таких осей дает возможность повторного их использования, что может принести значительный экономический эффект.

Материалом для вагонных осей служит углеродистая сталь марки ОСВ (ГОСТ 4728-96) с содержанием углерода 0,38...0,47 %, обладающая высокой износоустойчивостью и контактно-усталостной прочностью.

Успешное восстановление осей колесных пар проводят в Германии, Швеции, Румынии, России и других странах.

В ИЭС им. Е.О.Пагона и ПКТЬ ЦВ УЗ была разработана новая технология плазменной металлизации в инертной среде [1, 2, 3].

Преимущества разработанной технологии восстановления шеек и подступичных частей осей:

- процесс плазменно-дуговой металлизации не снижает прочностных свойств восстанавливаемой детали (нагрев изделия не более 200 °С) и не влияет на их механические свойства;
- не вызывает деформации восстановленной детали;
- позволяет наносить покрытие толщиной от 0,1 до 20 мм;
- пористость не более 2...4 %;
- высокая стабильность процесса напыления (ресурс формирующего плазменную дугу сопла и катода плазмотрона не менее 100 ч машинного времени).

Дальнейшими объектами испытаний, которые проводились ГП «УкрНИИВ», являлись оси, восстановленные методом плазменно-дуговой металлизации шеек и подступичных частей.

Испытания осей на усталость проводились в соответствии с согласованной и утвержденной в установленном порядке программой и методикой ПМ 07.00307-2007 «Оси с восстановленными шейками и подступичными частями (типы РУ1 и РУ1Ш). Программа и методика испытаний на усталость», которая разработана ведущими сотрудниками ГП «УкрНИИВ», на гидропульсаторном стенде ЦДМ-200Пу.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для настройки и контроля режима нагружения разрезанные образцы осей, перед проведением испытаний были оснащены тензорезисторами.

Схема нагружения образца оси с указанным местом расположения тензорезисторов представлена на рис. 1.

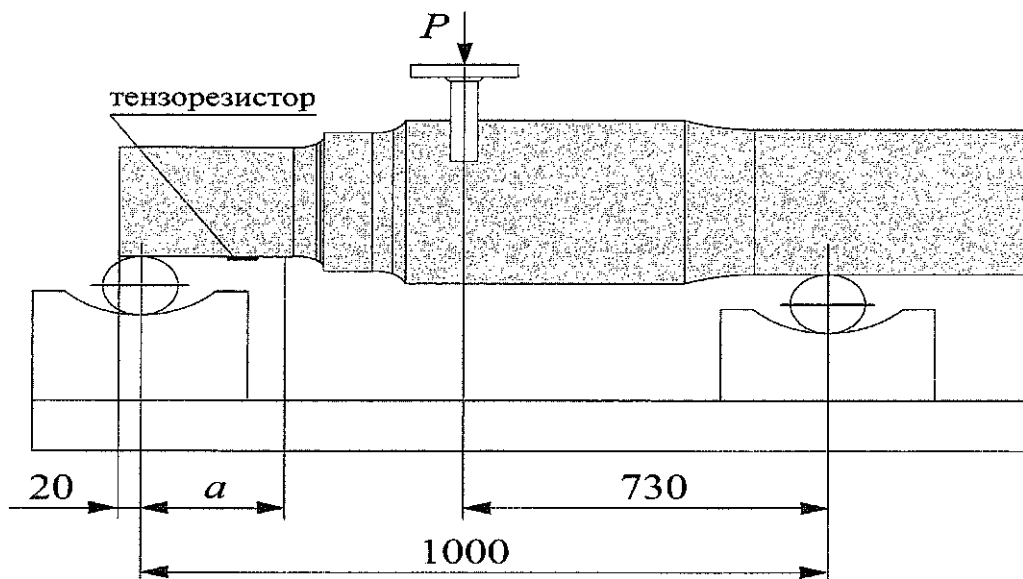


Рис. 1. Схема нагружения образца оси

P – вертикальная нагрузка; a – расстояние до опасного сечения

Образец устанавливался на стенде на двух опорах. Нагрузка через специальный давяльник прикладывалась к подступичной части образца оси.

Расстояние между опорами L и место приложения нагрузки P выбирались руководствуясь возможностями испытательного оборудования и необходимостью гарантированного усталостного разрушения шейки оси в зоне галтели.

По результатам расчетов расстояние между опорами было принято 1000 мм, плечо приложения вертикальной нагрузки было принято равным 730 мм (см. рис. 1) от правой опоры, при этом вертикальная нагрузка не превышала 883 кН (90 тс).

Испытания образцов на усталость проводились методом многократного циклического нагружения при асимметричном цикле с асимметрией цикла 0,1 на разных уровнях нагрузки.

Определение усталостных трещин производилось органолептическим методом (визуально) при помощи керосиновой пробы.

Все образцы были испытаны на пяти уровнях нагружения. Из них пять образцов осей типа РУ1 – на четырех уровнях нагружения, четыре образца осей типа РУ1Ш – на трех уровнях нагружения.

Восемь образцов разрушились на галтельном переходе от шейки оси к ее предподступичной части. Один образец выдержал базовое количество ($5 \cdot 10^6$) циклов нагружения без усталостных повреждений и разрушений. Характерный вид изломов разрушенных образцов осей представлен на рис. 2.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 2. Характерный вид изломов разрушенных образцов осей

После испытаний определялись максимальные напряжения σ_{\max} , МПа в зоне разрушения по формуле (1):

$$\sigma_{\max} = 0,73 \cdot \frac{a \cdot P}{kW} > [\sigma_{-1}], \quad (1)$$

где a – расстояние от опоры до места излома, мм;

k – коэффициент, учитывающий переход от предела выносливости при ассиметричном цикле нагружения с коэффициентом ассиметрии 0,1 к пределу выносливости при симметричном цикле нагружения, принимается 1,9;

$[\sigma_{-1}]$ – предел выносливости оси в зоне галтели шейки при ассиметричном цикле нагружения на базе, не менее $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения, МПа;

W – момент сопротивления шейки оси в месте излома, мм³.

Момент сопротивления шейки оси W , определяли по формуле (2):

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad (2)$$

где D – диаметр шейки оси в месте излома, мм³.

Предел выносливости осей в зоне галтели шейки при симметричном цикле нагружения составил:

- для осей типа РУ1 – 167 МПа;

- для осей типа РУ1Ш – 189,5 МПа.

Учитывая небольшое количество образцов осей каждого типа для испытаний и различные года их изготовления, вероятно-статистическая обработка была проведена по результатам испытаний всех образцов. Предел выносливости при этом составил 149,5 МПа.

Для новых деталей предел выносливости в зоне галтели шейки, при симметричном цикле нагружения на базе $5 \cdot 10^6$ циклов должна быть не ниже 195 МПа, что обеспечивает средний срок эксплуатации вагонных осей 15 лет в соответствии с требованиями ГОСТ 30237 [4].

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Предел выносливости испытанных восстановленных осей составил 0,76 от нормативного значения для новых осей. При этом средний срок эксплуатации восстановленных осей нужно уменьшить на такую же величину, т.е. до 11,4 лет, но учитывая, что оси, которые будут восстанавливаться были в эксплуатации разные сроки и имеют разные года изготовления, срок эксплуатации таких деталей рекомендуется установить в пределах 10 лет.

Определение увеличения поверхностной твердости и глубины упрочненного слоя после накатки проводились на образцах, изготовленных из шейки и подступичной части оси № 217525, которая не испытывалась на усталость, в соответствии с требованиями «Технологической инструкции по упрочнению накатыванием роликами осей колесных пар вагонов» [5] и ГОСТ 2999 [6].

Увеличение поверхностной твердости Δ (%) после накатки осей определяли по формуле (3):

$$\Delta = \frac{H_{\text{пос}} - H_{\text{осн}}}{H_{\text{осн}}} \cdot 100, \quad (3)$$

где $H_{\text{пос}}$ – наибольшее значение твердости, определенное на приборе Виккерса алмазной пирамидой при нагрузке 10-30 кгс;

$H_{\text{осн}}$ – исходная твердость неупрочненного металла, которая определялась на одной из перпендикулярных к поверхности оси сторон на глубине (15-20) мм.

Результаты расчета увеличения поверхностной твердости и глубины упрочненного слоя после накатки приведены в табл.1.

Таблица 1. Результаты расчета увеличения поверхностной твердости и глубины упрочненного слоя после накатки

Контролируемые характеристики	Единицы измерения	Нормативная документация, которая содержит значения, требования к параметру (обозначение раздела, пункта, документа)	Значение параметра	
			по документации	фактическое
1	2	3	4	5
1 Увеличение твердости после накатки в сравнении с исходной, не менее:	%	«Технологическая инструкция по упрочнению накатыванием роликами осей колесных пар вагонов» [5], ГОСТ 30237 [4]	22	24,9
- шейки				
- подступичной части	22		29,6	
2 Глубина упрочненного слоя:	мм		2,6-5,2	3,2
- шейки	мм		3,9-7,8	4,0
- подступичной части				

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выводы:

1. По результатам испытаний на усталость осей типа РУ1 и РУ1Ш колесных пар грузовых вагонов с восстановленными шейками и подступичными частями по технологии плазменно-дуговой металлизации на базе $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения, предел выносливости в зоне галтели шейки составил 149,5 МПа, что в 0,76 раза ниже нормативного значения – 195,0 МПа и соответствует среднему сроку эксплуатации 11,4 года.

2. Технология плазменно-дуговой металлизации шеек и подступичных частей осей колесных пар грузовых вагонов позволяет получать параметры увеличения поверхностной твердости и глубины упрочненного слоя после накатки, которые отвечают требованиям нормативной документации;

3. Учитывая, что восстанавливаться будут оси разных сроков эксплуатации, разных типов и разных годов изготовления, рекомендуется срок эксплуатации восстановленных осей установить в пределах 10 лет и разработать соответствующий нормативный документ типа СОУ МПП.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.П. Казьмин, М.М.Берзин, Е.С.Куминов, М.А.Бульканова, А.Н.Филиппов. Восстановление шеек осей колесных пар напылением. ж. Россия. Железнодорожный транспорт, 2002 г., № 1, с. 46-49
2. Технологическая инструкция ИЗ2-ВНИИЖТ 0501/6-95
3. В.П. Казьмин, А.Н. Пурехов. Восстановление шеек осей вагонных колесных пар электродуговой металлизацией напылением, с. 46, Россия. Железнодорожный вестник ВНИИЖТ, № 1, 2002 г.
4. ГОСТ 30237-96 Оси чистовые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия.
5. Технологическая инструкция. ТИ 32 ЦВ ВНИИЖТ-86 «Технологическая инструкция по упрочнению накатыванием роликами осей колесных пар вагонов».-М.: Транспорт, вводится с 01.07.87.
6. ГОСТ 2999-75 (СТ СЭВ 470-77) „Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Виккерсу”

УДК 656.2.08:656.66

Р.І. Візняк, А.О. Ловська, О.А. Угніч, М.В. Павлюченков

ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА БЕЗПЕКУ РУХУ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ВАГОНІВ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМНИМИ СУДНАМИ В МІЖНАРОДНОМУ СПОЛУЧЕННІ

В статті досліджується історичний розвиток залізнично-поромного сполучення України з іншими країнами чорноморського басейну.

Проведено аналіз технологій закріплення вагонів відносно палуб залізнично-поромних суден. Виявлено основні недоліки типових схем закріплень вагонів, які використовуються в практиці вітчизняних міжнародних залізнично-поромних перевезень. Досліджено їх силовий вплив на елементи конструкції кузовів вагонів, за які відбувається закріплення, в умовах хвилювання моря з урахуванням гідрометеорологічного характеру акваторії плавання суден.

Постановка проблеми. Вигідне географічне положення України, територією якої проходять основні міжнародні транспортні коридори, забезпечує зростання її зовнішньоекономічної взаємодії з багатьма країнами Євразійського простору.

Важливе визначальне значення в транспортних потоках вантажів належить залізнично-водному сполученню, однією з головних складових якого є морські та річкові порти, а також міжнародні поромні переправи.

На сьогоднішній день злагоджена взаємодія на основі логістичних принципів залізничного та водного (морського, річкового) видів транспорту має велике значення при підвищенні ефективності роботи транспортного комплексу держав СНД.

Функціонування безперевалкового змішаного міжнародного залізнично-водного сполучення України та Росії, як республік СРСР, почалося з 1955 р., саме тоді почала експлуатацію залізнично-поромна переправа “Крим – Кавказ” [1, 2]. Ця подія не стала випадковістю, оскільки через Керченську протоку з’єднувалися берега двох важливіших регіонів, причому здійснювалося скорочення руху в прямому залізничному сполученні приблизно на 1000 км. Відомо, що Керч на протязі тривалого історичного періоду була перехрестям великих торгівельних шляхів з Європи до Азії, із варяг в греки та Великого Шовкового шляху.

Поромне сполучення “Крим – Кавказ” є ланкою транспортного коридора, який з’єднує Україну з Росією, Казахстаном, країнами Кавказа та Центральної Азії через морські залізнично-поромні маршрути на Каспійському морі: Махачкала – Актау, Махачкала – Туркменбаши [3].

З початку маршрут обслуговували чотири залізничних дизель-електричних порома: “Южный”, “Северный”, “Восточный” та “Заполярный”, класу Морського Реєстру КМ★Л4Ш¹.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

У 1986 р. переправу закрили через падіння об'ємів перевезень і незадовільного технічного стану. Лише у жовтні 2004 р. спільними зусиллями ВАТ «Російські залізниці», «Укрзалізниці», компаній «Аншип» і «Техинвестсервис» залізнично-поромне сполучення було відновлено.

Зараз на лінії працюють однопалубні пороми “Петровск” та “Анненков”, класу Російського Річкового Регістру КМ★Л4⁰СП², здатні перевозити по 25 залізничних вагонів. Обробка поромних суден здійснюється у відповідності з [4].

Не менш важливе значення в транспортному симбіозі залізнично-водного сполучення має друга в Україні міжнародна поромна лінія “Іллічівськ – Варна”, що вступила в експлуатацію в листопаді 1978 р.

Одним з головних критеріїв успішного функціонування Іллічівського морського торговельного порту (ІМТП) є його географічне положення на стику транспортних коридорів між Європою і Азією, країнами півночі і півдня, центральної і східної Європи, а також промислово розвиненими регіонами Росії і України і морськими комунікаціями, що мають вихід в Атлантичний і Індійський океани через Середземне море [5].

Через ІМТП проходять наступні міжнародні транспортні коридори:

- ТРАСЕКА;
- Критський коридор №9;
- транспортний коридор Балтика – Чорне море.

На даний час на переправі експлуатуються чотири трьохпалубні пороми: “Герои Шипки” та “Герои Плевны” – з боку України (клас Морського Регістру КМ★ЛЗ⁰ А2³), “Герои Севастополя” та “Герои Одессы” – з боку Болгарії.

У 1994 р. відкрився новий поромний маршрут: “Іллічівськ – Поті”, а в 1996 – “Іллічівськ – Батумі”, який дозволив з'єднати береги України і Грузії. На лінії експлуатується вантажопасажирський пором “Грейфсвальд”, який знаходиться під класифікаційним Регістром Німецького Ллойда. Пором має дві вантажні палуби, розраховані на розміщення 50 залізничних вагонів і 50 великовантажних автомобілів.

З 2001 р. почала діяти переправа “Іллічівськ – Дериндже” (Україна – Туреччина), яку обслуговують пороми “Герои Шипки” та “Герои Плевны”. Обробка поромних суден на ст. “Іллічівськ – Поромна” здійснюється відповідно до існуючої технології [6].

¹ самохідне судно с льодовим посиленням, призначене для прибережного, рейдового та портового плавання, в межах встановлених Регістром в кожному випадку.

² самохідне судно с льодовим посиленням, єдиним відсіком по довжині, призначене для експлуатації на внутрішніх водних шляхах, а також в морських районах при хвилюванні моря не більше 6 балів та віддаленням від місця сховища;

³ самохідне судно з льодовим посиленням третьої категорії, єдиним відсіком по довжині та другим об'ємом автоматизації;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Вагонообіг по типах вантажних вагонів відносно вказаних залізнично-поромних переправ має наступний вигляд. Процентне співвідношення вагонів по типах, які здійснювали обіг в залізнично-поромному сполученні “Крим – Кавказ” за даними 2008 р.: у транзитному напрямку – 89,6% складають вагони-цистерни, 16,4% – вагони-хопери; у експортному напрямку – 15,4% – вагони-цистерни, 80,6% – вагони-хопери, 4% – піввагони; у імпортному напрямку в основному експлуатуються вагони-цистерни.

Процентне співвідношення вагонів по типах, які здійснювали обіг через Іллічевський поромний комплекс в 2008 р. має наступний вигляд: у сполученні “Іллічівськ – Варна”, в експортному та імпортному напрямках піввагони складають більш 30%, криті – 20%, близько 10% складають платформи і вагони-цистерни; у напрямку “Іллічівськ – Поті/Батумі” піввагони складають близько 40%, криті вагони – більш 30%; “Іллічівськ – Дериндже” – криті вагони складають більше 30%, ізотермічні – більше 20%.

Доцільно звернути увагу на технічний бік питання взаємодії залізничного і водного видів транспорту, який є одним з основних критеріїв, які впливають на успішне функціонування поромних маршрутів.

В цьому випадку для забезпечення стійкості кузова вагону проти зміщення та перекидання в умовах хвилювання моря відбувається його закріплення на палубі поромного судна за традиційним способом, з використанням ланцюгових стяжок з талрепами та упор-домкратами; щоб уникнути перекошування вагонів відносно рейок під поверхні кочення коліс встановлюються гальмівні башмаки, а в подовжньому напрямку крайні в батогах вагони з'єднуються з тупіковими упорами, обладнаними стандартними автозчепами рухомого складу СА-3 (рис. 1) Крім того, з метою гальмування колісних пар гальмівна система вагонів підключається до спеціальних рукавів системи для подачі стислого повітря.

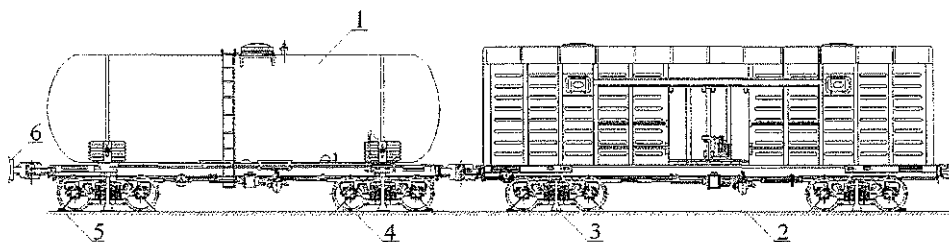


Рис. 1. Схема закріплення батога вагонів відносно палуби поромного судна за традиційною технологією

- 1 – вагон; 2 – палуба поромного судна; 3 – механічний упор-домкрат;
4 – ланцюгова стяжка; 5 – гальмівний башмак; 6 – тупіковий упор.

До недоліків даного способу закріплення і комплексу пристроїв взаємодії вагонів з палубою залізнично-поромних суден, які перешкоджають отриманню необхідного технічного результату надійності закріплення залізничних вагонів, зменшен-

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ню трудомісткості технологічного процесу, збереженню елементів кузовів вагонів необхідно віднести наступні: низька надійність ланцюгових стяжок в експлуатації; постійне нестикування спеціальних кріпильних скоб вагонів з римами, розміщеними на палубах порома, що вже не лише не гарантує правильного закріплення вагонів, а викликає нерівномірне завантаження їх конструкційних зон, а також знижує упевненість в забезпеченні стійкості при хитавищі судна; відсутність в самій конструкції вагонів місць закріплення ланцюгових стяжок за їх елементи, які відповідають цим умовам за міцністю, а, у свою чергу, викликають порушення технології при закріпленні відносно палуби; витискування башмаків з-під коліс вагонів на палубу або їх виліт при збільшенні навантажень; падіння тиску в гальмівній магістралі, в наслідок чого стає неможливим загальмовування коліс вагонів при підвищенні величин кутів диференту поромного судна; велика трудомісткість процесу закріплення за рахунок використання ручної праці.

Аналіз останніх досліджень. Зміщення вантажу відносно штатних місць на судні є частою причиною зниження метацентричних висот, втрати остійності і загибелі морських суден.

Таким чином, 22 жовтня 2002 р., під час шторму в Каспійському морі загинув залізничний пором “Меркурій – 2”, на борту якого знаходилося 16 вагонів-цистерн з нафтопродуктами. Пором слідував за маршрутом “Актау – Баку” і здійснював 12–15 рейсів у місяць.

Найбільш вірогідною версією загибелі порома є зсув вагонів відносно палуби, в наслідок чого судно отримало критичний кут крену.

Відомий випадок коли в наслідок ненадійного закріплення в Середземному морі під час шторму 8 грудня 1966 р. на грецькому поромному судні “Теракліон”, зірвався з кріплення трейлер-рефрижератор і пошкодив ворота порома, через які вода стала поступати на вантажну палубу. За лічені секунди судно втратило остійність, перекинулося на борт і затонуло.

Раніше в хронологічному порядку, а саме 26, вересня 1954 р., під час тайфуна “Марія”, який обрушився на Японію, затонуло п'ять поромних суден компанії Seikan N.r.: Hidaka Maru, Kitami Maru, No. 11 Seikan Maru, Tokachi Maru та Toya Maru. Перші чотири з них – залізничні, які були здатні прийняти на свій борт по 44 вагони [7].

Не рідко причиною аварій залізнично-поромних суден є людський чинник. Наприклад, 8 вересня 1966 р. в протоці Скагеррак через пошкодження вантажних воріт норвезький пором “Скагеррак” в наслідок перекидання вагонів втратив остійність і ліг на борт [8].

Трагічні випадки наведені вище поповнилися ще однією катастрофою, а саме, 5 серпня 2009 р. поблизу о. Тонго загинув вантажопасажирський пором “Принцеса Ашика”. Причиною перекидання порома став зсув вантажу на один бік або неправильне його закріплення ще в порту. На палубі судна знаходилося 117 чоловік і вантаж (устаткування, декілька машин швидкої допомоги і вантажівок) [9].

Як видно, перевезення вантажів в поромному сполученні, а тим більше залізничними-поромними суднами, зв'язана з рядом небезпек, які мають бути вирішені в сучасному технологічному полі.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Формулювання цілей статті. Дослідження динаміки і напружено-деформованого стану кузовів вагонів при перевезенні їх залізничними поромами з врахуванням існуючої технології закріплення їх відносно палуб з метою підвищення рівня надійності і безпеки при перевезенні.

Виклад основного матеріалу статті. Аналіз вантажопотоків через комплекси морських залізнично-поромних переправ станції “Іллічівськ – Поромна” та ДП ТИС “Крим” показав, що найбільш поширеними видами вантажів, що перевозяться у вагонах морем, є насипні та наливні, у зв'язку з цим першочерговим етапом дослідження був розгляд двох типів вагонів – універсального піввагона і вагону-цистерни для світлих нафтопродуктів, із сполученням на магістральних лініях СНД та ОСЗ.

З метою забезпечення безпеки руху вагонів морем досліджувалася динаміка і силовий вплив на кузов універсального суцільнометалевого піввагона нового покоління моделі 12-7023 побудови ВАТ “КВБЗ” (м. Кременчук) з врахуванням гідрометеорологічних чинників акваторії Чорного моря.

Для дослідження стійкості кузова вагону відносно палуби судна і забезпечення безпеки руху в умовах хвилювання моря склалися диференційні рівняння руху поромного судна з врахуванням курсових кутів хвилі по відношенню до його корпусу і рішення їх здійснювалося за допомогою програмного комплексу Mathcad, таким чином були визначені прискорення відносно штатних місць вагонів на палубі поромного судна. При цьому окремо розглядався кожен вид коливального процесу, тривалість якого приймалася рівною періоду хвилі, характер збурюючої дії задавався трохгойдальним, амплітуда збурення приймалася рівній максимальній висоті хвилі для акваторії моря, а частота визначалася курсовим кутом хвилі по відношенню до корпусу поромного судна.

Найбільші величини прискорень при вертикальній хитавиці залізнично-поромного судна діють на вагони верхньої палуби (рис. 2, а)), при кильовій та бортовій – на найбільш віддалені від точки дії збурюючого зусилля кузова вагонів (рис. 2, б), в)).

В наслідок порівняно великих розмірів геометрії поромних суден типа “Герои Шипки” залізнично-поромних переправ “Іллічівськ – Варна” (Україна – Болгарія), “Іллічівськ – Поті/Батумі”, “Керч – Поті”, (Україна – Грузія), “Іллічівськ – Дериндже” (Україна – Туреччина), які враховувалися при побудові математичної моделі коливань кузова вагону, отримані величини прискорень – незначні. Загальна величина прискорення включала складову прискорення вільного падіння і прискорення отримані в заданій зоні поромного судна.

Для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) кузова універсального піввагона була створена його просторова модель в графічному середовищі PROENGINEER та кінцево-елементна модель в програмному комплексі PROMECHANICA.

При цьому розглядалися три основні схеми взаємодії піввагона з ланцюговими стяжками, які в даний час все ще використовуються для забезпечення закріплення вагонів на палубах порома при перевезенні морем:

– несиметричне, на підставі натурних досліджень, проведених на палубі українських залізничних поромів (рис. 3);

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

– закріплення в точці за схемою, наведеною в “Наставленні по кріпленню генеральних грузів при морській перевозці для т/х “Герои Плевны” [10];

– закріплення стяжок за кути вузлів заділок шворневих балок рами вагону та вертикальними стійками обшивки кузова (рис. 4).

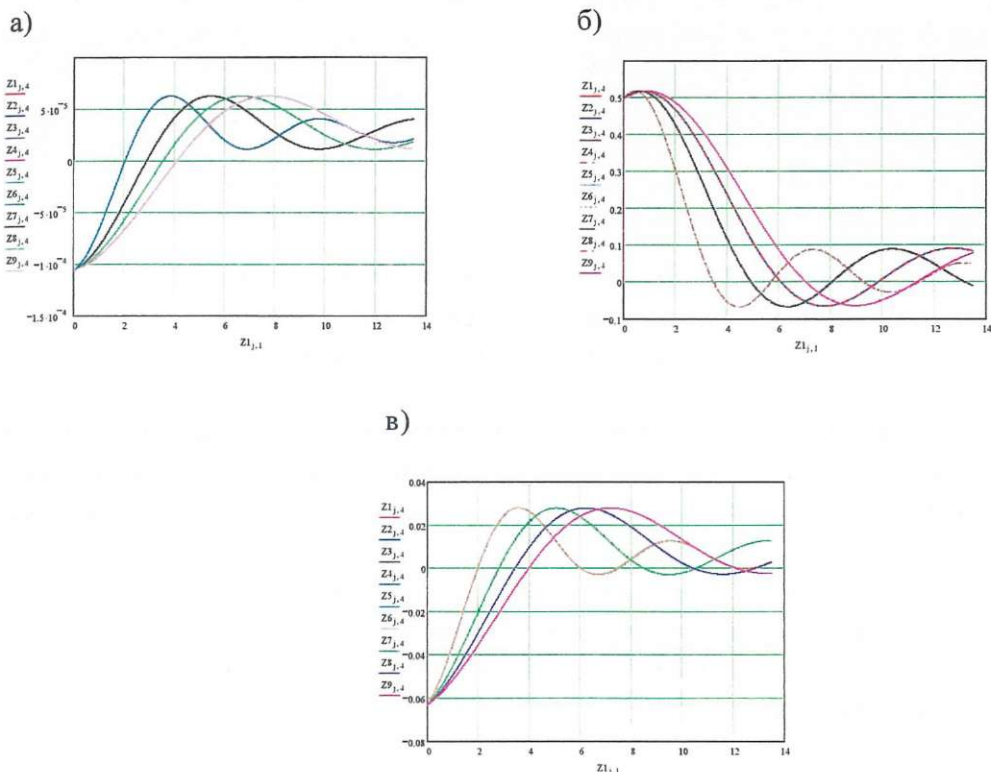


Рис. 2. Прискорення кузова вагону при хитавиці залізнично-поромного судна а) при вертикальній хитавиці для піввагона, розміщеного на верхній палубі поромного судна; б) при кільовій хитавиці для крайнього від ахтерштевня піввагона в) при бортовій хитавиці для крайнього від фальшборту піввагона

Курсові кути хвилі по відношенню до корпусу поромного судна:

$$z_{1,\gamma,4} = 0^\circ; z_{2,\gamma,4} = 30^\circ; z_{3,\gamma,4} = 45^\circ; z_{4,\gamma,4} = 60^\circ; z_{5,\gamma,4} = 90^\circ; z_{6,\gamma,4} = 120^\circ; z_{7,\gamma,4} = 135^\circ; z_{8,\gamma,4} = 150^\circ; z_{9,\gamma,4} = 180^\circ$$

$z_{1,\gamma,4}$ - час процесу

На підставі досліджень НДС кузова універсального піввагона моделі 12-7023 з врахуванням реального (несиметричного) і симетричного закріплення ланцюгових стяжок відносно площини кузова можна провести наступний аналіз.

При вертикальній хитавиці залізнично-поромного судна максимальні напруження в конструкції вагону при несиметричному закріпленні спостерігаються в зоні взаємодії гака ланцюгової стяжки з елементом конструкції піввагона (буксирною скобою) і мають величину в зоні прикладення навантажень більше 1000 МПа (рис. 5, а)), деформація у вузлі складає порядку 54 мм, характер деформованого стану конструкції найбільш стосується бічної стіни кузова від шкворневої до кутової стійок.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

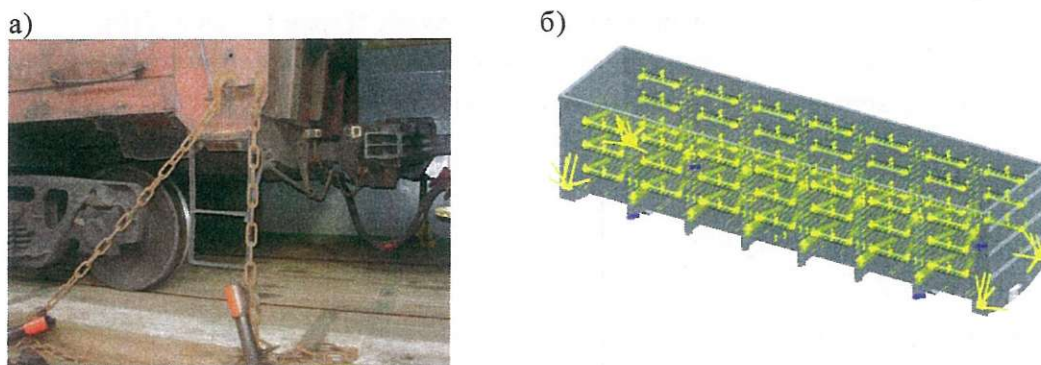


Рис. 3. Розрахункова схема закріплення кузова вагона

а) реальна схема закріплення вагона; б) схема прикладення навантажень до кузова вагона через ланцюгові стяжки

За схемою, яка зазначена в “Наставлении по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х “Герои Плевны”, просліджуються залишкові деформації нижньої частини шкворневих стійок і листів шкворневих балок (рис. 5, б)).

При закріпленні ланцюгових стяжок за кути, утворені шкворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону, напруження складають понад 480 МПа (рис. 5, в)), деформація конструкції вагону виникає у вузлах заділок стійок і рівна 77 мм.

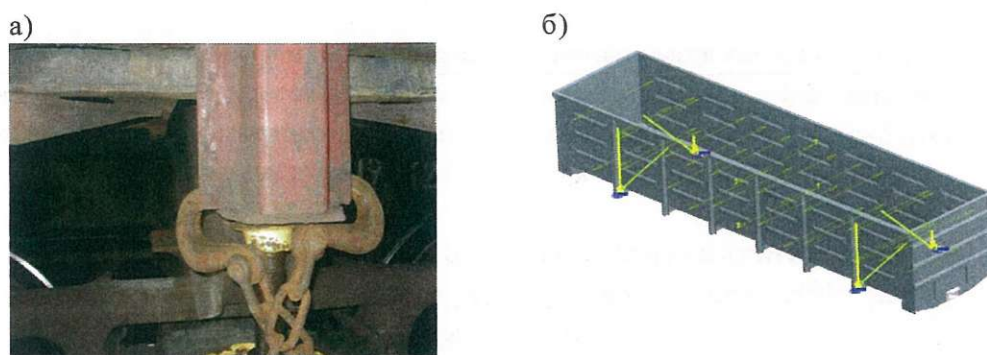


Рис. 4. Розрахункова схема закріплення кузова вагону при вертикальній хитавиці поромного судна

а) реальна схема закріплення вагона; б) схема прикладення навантажень до кузова вагона через ланцюгові стяжки

В умовах бортової хитавиці залізнично-поромного судна при несиметричному розміщенні ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону максимальні напруження в конструкції знаходиться в межах 295 МПа в зоні взаємодії гака ланцюгової стяжки з буксирною скобою, величина деформації вузла закріплення складає 37 мм (рис. 6, а)).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Відповідно до схеми, яка зазначена в “Наставлени...”, напруження в конструкції складають більше 500 МПа, деформація вузла – порядка 34 мм (рис. 6, б)).

При закріпленні ланцюгових стяжок за кути, утворені шкворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону, максимальні напруження складають близько 290 МПа, величина деформації – 33 мм (рис. 6, в)).

При кільовій хитавиці залізнично-поромного судна максимальні еквівалентні напруження при всіх трьох варіантах закріплення не перевищують ті, що допускаються (рис. 7).

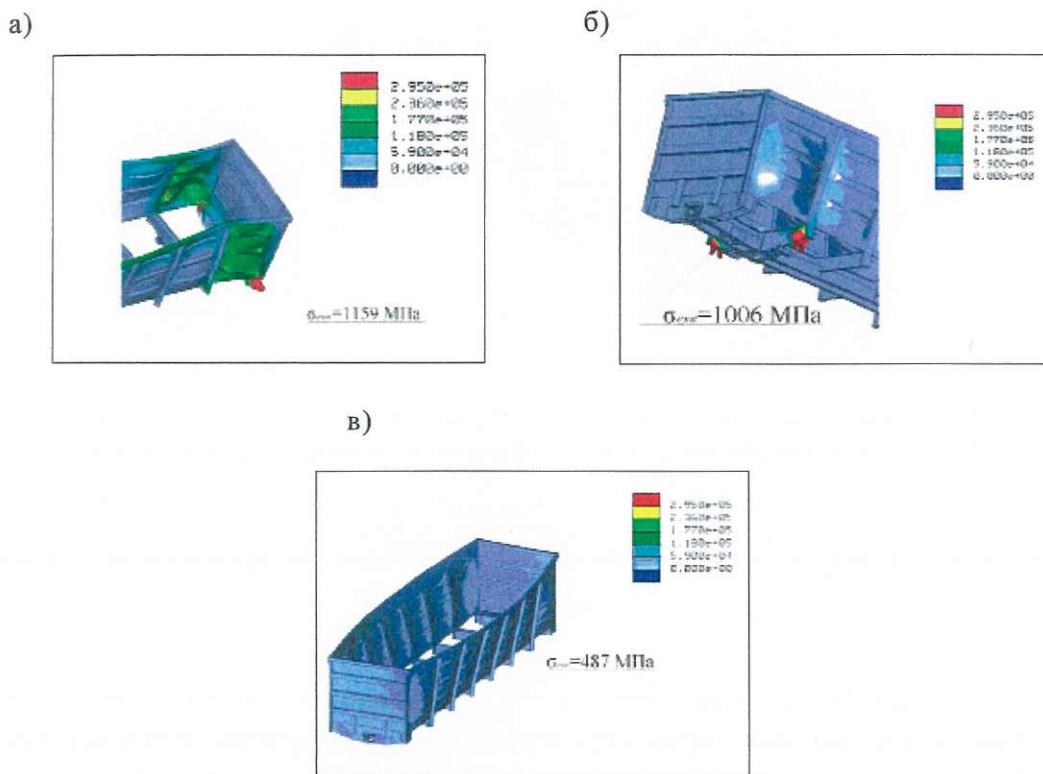


Рис. 5. Напружено-деформований стан універсального піввагона моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах вертикальної хитавиці поромного судна

- а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова піввагона;
б) закріплення ланцюгових стяжок відповідно до “Наставлення...”; в) закріплення ланцюгових стяжок за кути, утворені шкворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

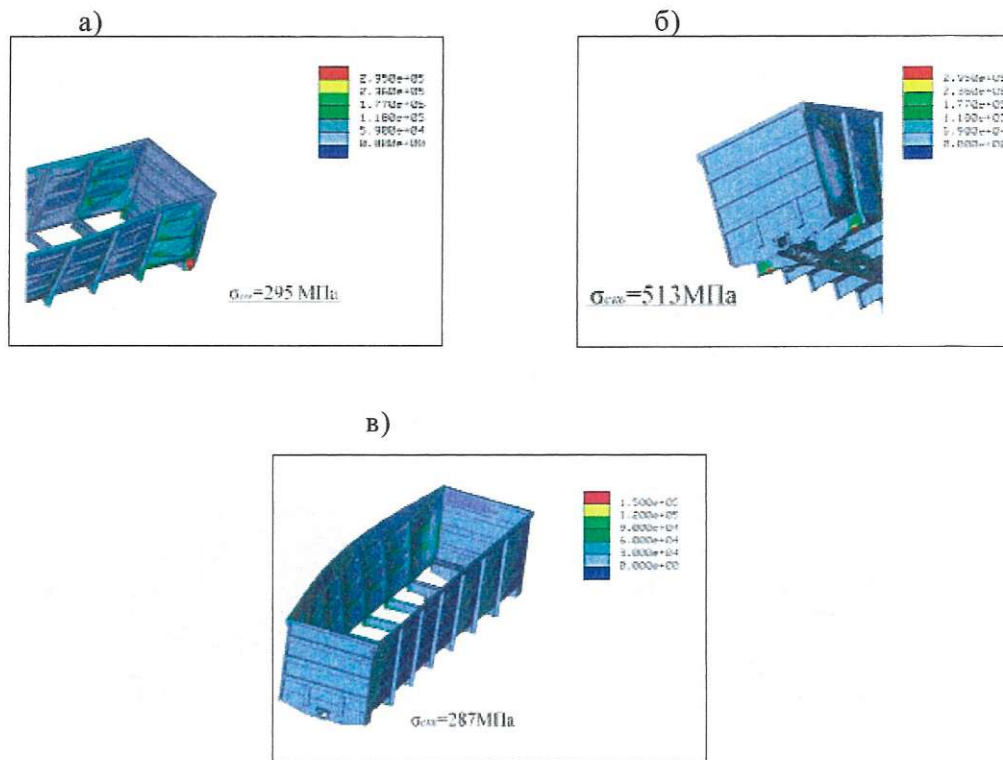


Рис. 6. Напружено-деформований стан універсального піввагона моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах бортової хитавиці поромного судна

- а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова піввагона;
б) закріплення ланцюгових стяжок відповідно до “Наставлення...”;
в) закріплення ланцюгових стяжок за кути, утворені шкворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону

Для забезпечення міцності вагонів-цистерн при перевезенні їх поромним судном в умовах хвилювання моря досліджувалися динамічні умови, що впливають на величину силових дій, прикладених до вагонів з врахуванням гідрометеорологічних чинників акваторії Чорного моря.

Для цього були складені системи диференціальних рівнянь руху поромного судна і наливного вантажу з врахуванням недоливу котла та різних курсових кутів хвилі по відношенню до корпусу поромного судна для основних видів морської хитавиці (вертикальної, кільової та бортової), розв’язання яких здійснювалося за допомогою розробленого алгоритму в середовищі програмного забезпечення Mathcad. При вирішенні даних систем рівнянь приймалися ті ж параметри збурюючої дії, що і в попередньому варіанті розрахунку.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

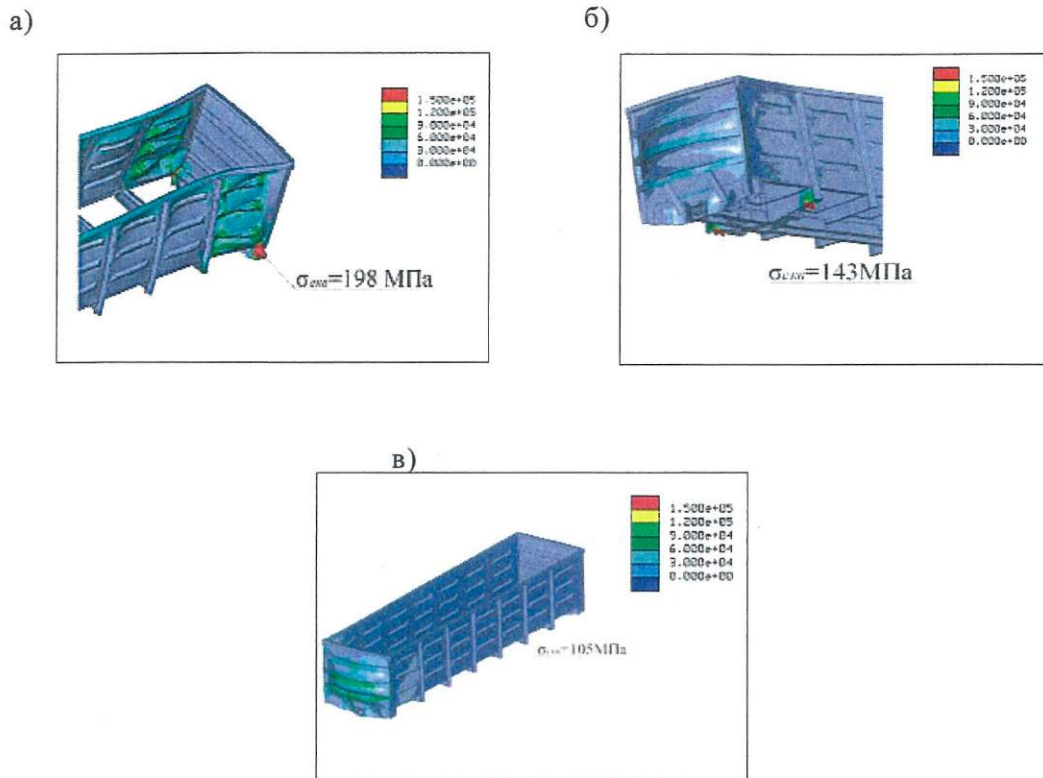


Рис. 7. Напружено-деформований стан універсального піввагона моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах кильової хитавиці поромного судна
а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова піввагона;
б) закріплення ланцюгових стяжок відповідно до “Наставления...”; в) закріплення ланцюгових стяжок за кути, утворені шкворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону

Відповідно до статистичних досліджень Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту (ДНУЗТ) величина недоливу котлів вагонів-цистерн наливним вантажем в експлуатації складає близько 0,1 – 0,5 їх радіусу, тому величина недоливу варіювалася в цій межі. Як наливний вантаж розглядався бензин.

В результаті вирішення систем рівнянь були отримані прискорення, що діють на вагон в заданій зоні поромного судна для даних видів морської хитавиці. Найбільша величина прискорень при вертикальній хитавиці поромного судна доводиться на вагони-цистерни, розміщені на його верхній палубі (рис. 8, а)), при кильовій і бортовій на найбільш віддалені від точки прикладення збурюючого зусилля вагони (рис. 8, б), в)). Як видно, максимальна величина прискорення, що діє в заданій зоні поромного судна, виникає при вертикальній хитавиці і складає близько 4,2 м/с (2,5g).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

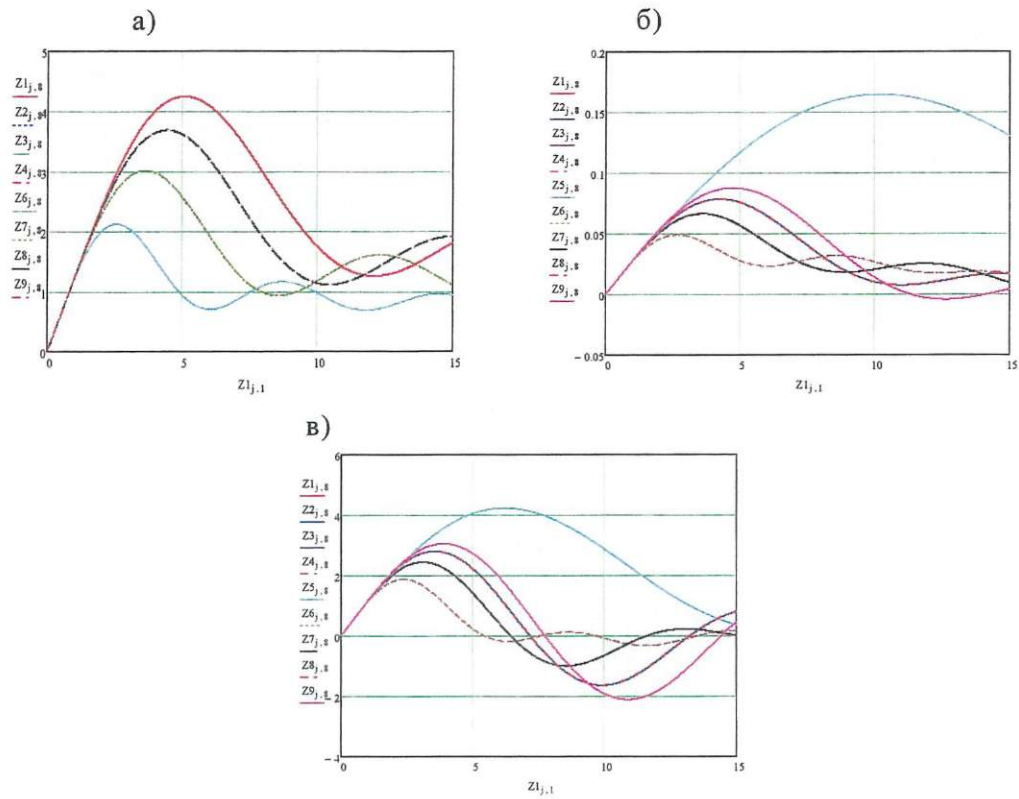


Рис. 8. Прискорення котла вагону-цистерни в умовах хвилювання моря

- а) при вертикальній хитавиці для вагону-цистерни, розміщеного на верхній палубі поромного судна; б) при кільовій хитавиці для крайнього від ахтерштєвня вагону-цистерни; в) при бортовій хитавиці для крайнього від фальшборту вагону-цистерни

Курсові кути хвилі по відношенню до корпусу поромного судна:

$$z_{1,\gamma,s} = 0^{\circ}; z_{2,\gamma,s} = 30^{\circ}; z_{3,\gamma,s} = 45^{\circ}; z_{4,\gamma,s} = 60^{\circ}; z_{5,\gamma,s} = 90^{\circ}; z_{6,\gamma,s} = 120^{\circ}; z_{7,\gamma,s} = 135^{\circ}; z_{8,\gamma,s} = 150^{\circ}; z_{9,\gamma,s} = 180^{\circ}$$

$Z_{1,\gamma,t}$ - час процесу

На рис. 9 представлено схему прикладення навантажень до конструкції вагону-цистерни моделі 15-1443-06.

Отримані результати враховувалися при теоретичному дослідженні напружено-деформованого стану вагону-цистерни, для чого було побудовано тривимірну просторову модель та кінцево-елементну модель вагону-цистерни. Необхідні розрахунки проводилися в програмному комплексі “Ліра” версії 9.2.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 9. Закріплення вагону-цистерни відносно палуби поромного судна

Результати визначення показників напруженого стану і характер деформацій котла сучасного вагону-цистерни моделі 15-1443-06 в умовах вертикальної, бортової і кильової видів хитавиці з врахуванням реальної схеми закріплення відносно палуби залізнично-поромного судна представлені на рис. 10-12.

Еквівалентні напруження, поля яких зображені на рис. 10-12, розраховувалися за енергетичною теорією міцності.

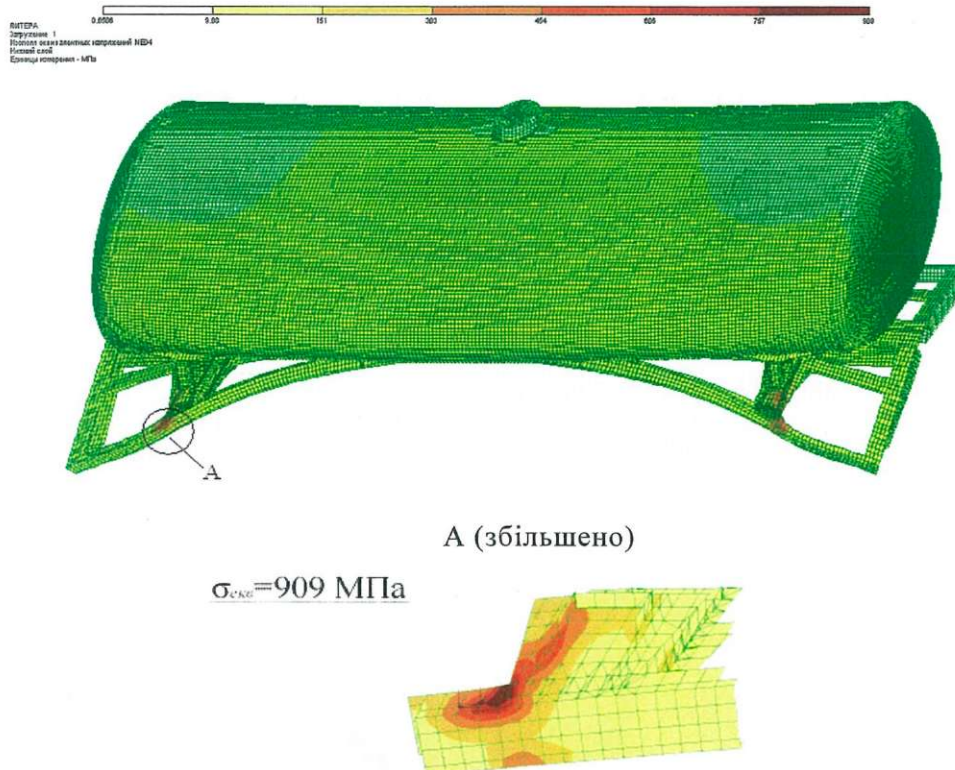
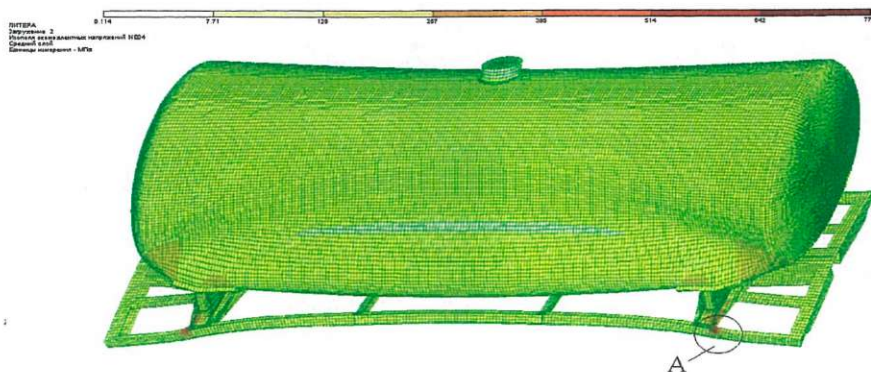


Рис. 10. Характер напружено-деформованого стану вагону-цистерни при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах вертикальної хитавиці поромного судна (деформації збільшені в 60 разів)

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



А (збільшено)

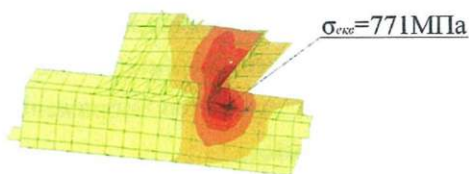
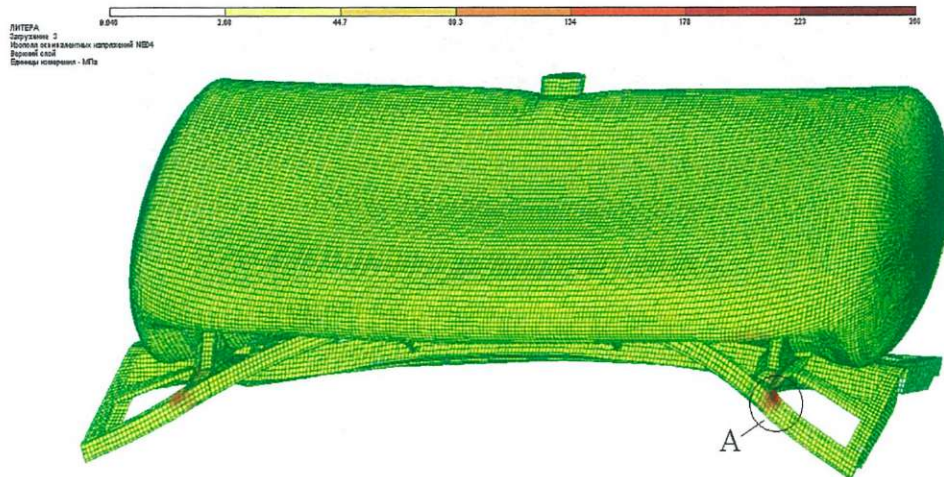


Рис. 11. Характер напружено-деформованого стану вагону-цистерни при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах бортової хитавиці поромного судна



А (збільшено)

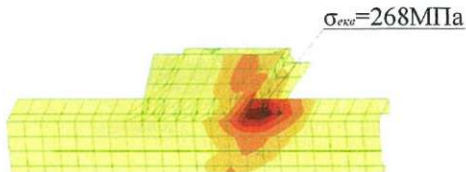


Рис. 12. Характер напружено-деформованого стану вагону-цистерни при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах кільової хитавиці поромного судна

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Висновки: З проведених теоретичних досліджень можна стверджувати, що при закріпленні вагонів відносно палуб залізнично-поромних суден з використанням існуючих технологій і технічних засобів, напруження в конструкції кузовів перевищують допустимі для марок сталей 09Г2Д і 09Г2С [11] і можуть стати причиною руйнування зв'язків конструкційних зон вагонів з ланцюговими стяжками, подальших кутових переміщень і, зрештою, перекидання відносно палуби, зниження метацентричної висоти порома і втрати його остійності, що порушує безпеку міжнародних залізнично-поромних перевезень на сучасному етапі їх розвитку.

Відчуваючи всю значимість і актуальність даної проблеми на кафедрі “Вагони” Української державної академії залізничного транспорту (м. Харків) були розроблені і запатентовані заходи для закріплення вагонів відносно палуб поромів. Аналіз НДС вагонів при взаємодії з пристроями закріплення їх відносно палуби судна за новою технологією в умовах морського хвилювання показав, що напруження в елементах конструкції не перевищують допустимі (при вертикальній хитавиці максимальні еквівалентні напруження склали порядку 95 МПа, при бортовій – 260 МПа, при кільовій – 40 МПа) і тим самим дозволяють забезпечити збереження вагонів при експлуатації їх в міжнародному залізнично-водному сполученні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тигиранов В. Керченская паромная железнодорожная переправа // Железнодорожный транспорт. – 1955. – № 6. – с. 75 – 77.
2. А. Недосекин. Улучшить работу Керченской паромной переправы // Морской флот. – 1956. – № 2. – с. 7–8.
3. В. Чикановский. Возрождение железнодорожной паромной переправы “Крым – Кавказ” // Порты Украины. – 2004. – № 4. – с. 33 – 34.
4. Технологический процесс работы станции Крым Приднепровской железной дороги и “Комплекса морской железнодорожной паромной переправы” в порту Крым. – Керчь, 2004. – 56 с.
5. www.ilport.com.ua
6. Единый технологический процесс работы берегового паромного комплекса Ильичевск, – Днепр-к.: ДИИТ, 1987 – 126 с.
7. www.infoflotforum.ru
8. И.А. Квятковский. Человек и корабль. – Л.: Гидрометиздат, 1972. – 192 с.
9. www.s-cont.ru
10. Наставление по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х “Герои Плевны”. CARGO SECURING MANUAL for m/v “Geroi Plevny” № 2512. 02. Мин. транспорта Украины. Гос. департамент морского и речного транспорта. – Одесса, 1997. – 51 с.
11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко, А.М. Сафронов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОРМОЗНОГО БЛОКА ДИСКОВОГО ТОРМОЗА

Предложены математические зависимости для определения коэффициентов трения диск-накладка по результатам стендовых испытаний, которые базируются на основных принципах математической статистики.

Одной из важнейших задач испытаний является получение достоверных результатов, которые адекватно характеризуют исследуемый объект. Достоверность результатов исследования определяется математическим аппаратом, используемым для интерпретации измеряемых величин. Поэтому вопросы, связанные с обработкой испытаний, в том числе и стендовых, являются актуальными.

В процессе стендовых испытаний тормозного блока измерению и регистрации подлежат параметры, указанные на рис. 1.:

Для обработки результатов испытаний используются статистические методы [1].

Среднее значение коэффициента трения μ_m определяется путем интегрирования мгновенного значения коэффициента трения μ_a по тормозному пути S_2 (путь от момента достижения силы нажатия F_b величины 95 % F_b - максимальной силы нажатия) до остановки:

$$\mu_m = \frac{1}{S_2} \cdot \int_0^{S_2} \mu_a \cdot dS \quad (1)$$

Мгновенное значение коэффициента трения μ_a в любой момент времени торможения определяется отношением силы торможения F_p , которая соответствует этому моменту, к силе нажатия F_b :

$$\mu_a = \frac{F_p}{F_b}; \quad (2)$$

Среднее значение коэффициента трения $\bar{\mu}_{m,i}$ для скорости V_i определяется по формуле:

$$\bar{\mu}_{m,i} = \frac{\sum_{j=1}^k S_{2,j} \cdot \bar{\mu}_{a,j}}{\sum_{j=1}^k S_{2,j}}; \quad (3)$$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

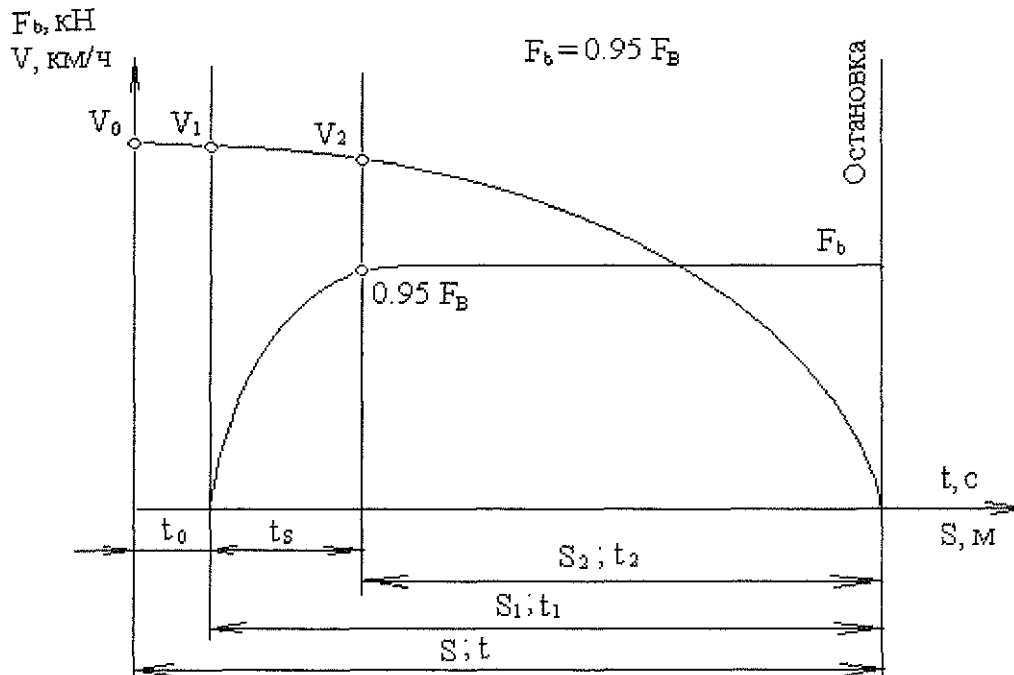


Рис. 1 **Визначаються параметри**

- F_B - загальне номінальне контактне зусилля на диск, кН;
- F_t - загальне миттєве контактне зусилля на диск, кН;
- V_0 - фактична швидкість на початку гальмування, км/ч;
- V_1 - швидкість на початку зростання зусилля F_t , км/ч;
- V_2 - швидкість в момент, коли $F_t = 0.95 F_B$, км/ч;
- S - гальмівний шлях від початку гальмування до зупинки, м;
- t - загальне час гальмування, с;
- S_1 - гальмівний шлях від початку зростання зусилля F_t до зупинки, м;
- t_1 - час гальмування, відповідний S_1 , с;
- S_2 - гальмівний шлях від моменту, коли $F_t = 0.95 F_B$ до зупинки, м;
- t_2 - час гальмування, відповідний S_2 , с.

де S_{2j} - гальмівний шлях виміряний при j -ом гальмуванні зі швидкістю V_j ;

k - кількість гальмувань зі швидкістю V_j ;

$\bar{\mu}_{a,j}$ - середнє значення миттєвих коефіцієнтів тертя, отриманих для швидкості V_j при j -ом гальмуванні:

$$\bar{\mu}_{a,j} = \sum_{l=1}^{n_j} \frac{\mu_{a,l,j}}{n_j}; \quad (4)$$

$\mu_{a,l,j}$ - миттєвий коефіцієнт тертя, відповідний l -му вимірюванню при j -ом гальмуванні зі швидкістю V_j ;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

n_j - число измеренных значений мгновенных коэффициентов трения при j -ом торможении со скоростью V_j ;

Если собственный момент инерции стэнда I_c (кгм²) не идентичен расчетному моменту инерции, то массу, которую необходимо затормозить, необходимо откорректировать за счет изменения скорости торможения V :

$$V_k = K \cdot V,$$

где $K = \sqrt{\frac{I_p}{I_c}}$

Мгновенное значение тормозного пути S_0 (м) определяется по числу оборотов диска N_t от начала торможения до текущего момента времени (t):

$$S_a = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot N_t \quad (5)$$

Среднее значение коэффициента трения в исследуемом диапазоне скоростей определяется по формуле:

$$\mu_m = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{S}_{2,i} \cdot \bar{\mu}_{m,i}}{\sum_{i=1}^N \bar{S}_{2,i}} \quad (6)$$

где $\bar{S}_{2,i}$ - среднее значение тормозного пути, полученное при торможениях со скоростью V_i ;

$$\bar{S}_{2,i} = \frac{\sum_{j=1}^k S_{2,j}}{k} \quad (7)$$

$\bar{\mu}_{m,i}$ - среднее значение коэффициента трения, полученное при торможениях со скоростью V_i ;

k - общее число торможений со скоростью V_i ;

N - число диапазонов скоростей, для которых проводятся стénдовые испытания дискового тормоза.

Алгоритм определения среднего коэффициента трения, минимальных и максимальных значений при скорости V_i состоит в определении среднего значения (математического ожидания) $\bar{\mu}_{m,i}$ и стандартного отклонения $\bar{\sigma}_i$:

$$\bar{\mu}_{m,i} = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} \mu_{a,j}}{n_i}; \quad (8)$$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{n_i} (\mu_{a,j} - \bar{\mu}_{m,i})^2}{(n_i - 1)}}; \quad (9)$$

где $\mu_{a,j}$ - мгновенный коэффициент трения, соответствующий j -му измерению;

n_i - общее количество измеренных мгновенных значений коэффициентов трения при скоростях V_i во всех опытах.

Интервал изменения (минимальное и максимальное) значения среднего коэффициента трения для скорости V_i определяется при доверительной вероятности 0,95 (уровень значимости 0,05) по формуле:

$$\mu_m(V_i) = \bar{\mu}_{m,i} \pm 1.96 \frac{\sigma_i}{n_i}; \quad (10)$$

Приведенные математические зависимости позволяют наиболее точно определить характеристики тормозного блока.

ЛИТЕРАТУРА

1. М.Н. Степанов. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985 г.

УДК 629.4-19::[510.254::004.421]

Ю.Я. Водяников, В.Р. Распопин, Л.Ю. Снитко

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Изложен алгоритм расчета показателей надежности единиц подвижного состава, приведен тестовый пример.

При проектировании единиц подвижного состава нового поколения важное значение приобретают вопросы надежности. Это обусловлено тем, что эксплуатация подвижного состава связана с сохранением груза и безопасности пассажиров, а аварии на железнодорожном транспорте могут привести к тяжелым последствиям. Поэтому вопросы надежности подвижного состава приобретают актуальное значение. Наиболее полная информация о надежности может быть получена в результате обследования технического состояния вагонов-аналогов в эксплуатации.

Исследования и оценка показателей надежности проводятся с целью:

- установления соответствия фактических показателей надежности требованиям нормативной документации;
- выбора вида и количества резервирования составных частей;
- расчета комплекта запасных частей (ЗП);
- оптимизации систем технического обслуживания и ремонта;
- обоснования гарантийных и назначенных сроков службы;
- установления критериев отказов и предельных состояний конструкции.

Предварительная величина объем испытаний (количество объектов) для оценки средней наработки до отказа, среднего ресурса (срока службы) определяется исходя из предельной относительной ошибки ε , доверительной вероятности q , вида закона распределения и коэффициента вариации v . В качестве закона распределения принимается двухпараметрическое распределение Вейбулла (табл. В.3 [1]), так как экспоненциальное распределение имеет существенные методические ошибки в процессе прогнозирования количественных показателей [1], кроме того экспоненциальное и нормальное распределения являются частными случаями распределения Вейбулла. Аналитические зависимости для определения распределения вероятности $F(t)$ и плотности $p(t)$ имеют вид:

$$F(t) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right); \quad (1)$$

$$p(t) = \frac{\beta}{\theta^\beta} \cdot t^{\beta-1} \cdot \exp\left(-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right) \quad (2)$$

где β и θ - параметры распределения.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Оценка соответствия экспериментального распределения теоретическому закону распределения вероятности безотказной работы исследуемого объекта осуществляется по коэффициенту детерминации R^2 [2]:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{F}_i - F_i)}{\sum_{i=1}^n \hat{F}_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n \hat{F}_i)^2}{n}} ; \quad (3)$$

где \hat{F}_i и F_i - соответственно эмпирическая и теоретическая вероятности;
 n - число интервалов разбиения времени эксплуатации.

Критерием для принятия теоретического закона распределения является $R^2 > 0,6$.

Параметры распределения Вейбулла определяются методом максимального правдоподобия по формулам [1]:

$$\beta = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*})))^2 - (\sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*}))))^2}{n \cdot \sum_{i=1}^n \ln(\ln(\frac{1}{F_i^*})) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(t_i) - \sum_{i=1}^n t_i \cdot \sum_{i=1}^n \ln(\ln(\frac{1}{F_i^*}))} ; \quad (4)$$

$$\theta = \exp \left(\frac{\sum_{i=1}^n \ln(t_i) \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*})))^2 - (\sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*}))))^2}{n \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*})))^2 - (\sum_{i=1}^n (\ln(\ln(\frac{1}{F_i^*}))))^2} \right) ; \quad (5)$$

где F_i^* - эмпирическая вероятность работы элемента в исправном состоянии, определяется по формуле (6).

$$F_i^* = \exp(-\sum_{k=1}^n \frac{r_k}{N_k}) ; \quad (6)$$

где N_k - количество элементов в k -ом интервале;

r_k - количество элементов, имеющих отказы в k -ом интервале.

Блок схема программы для расчета показателей надежности на ЭВМ, представлена на рис. 1. Программа написана на алгоритмическом языке "FOXPRO-IV".

Данными для расчета показателей надежности являются:

- НАИМЕНОВАНИЕ И ТИП ПОДВИЖНОЙ ЕДИНИЦЫ;
- ЧИСЛО ИНТЕРВАЛОВ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ; МАССИВ ВЕЛИЧИН ВРЕМЕНИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ИНТЕРВАЛАМ РАЗБИЕНИЯ;
- МАССИВ КОЛИЧЕСТВА ЭЛЕМЕНТОВ В КАЖДОМ ВРЕМЕННОМ ИНТЕРВАЛЕ;
- МАССИВ КОЛИЧЕСТВА ЭЛЕМЕНТОВ, ИМЕЮЩИХ ОТКАЗЫ, В КАЖДОМ ВРЕМЕННОМ ИНТЕРВАЛЕ.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

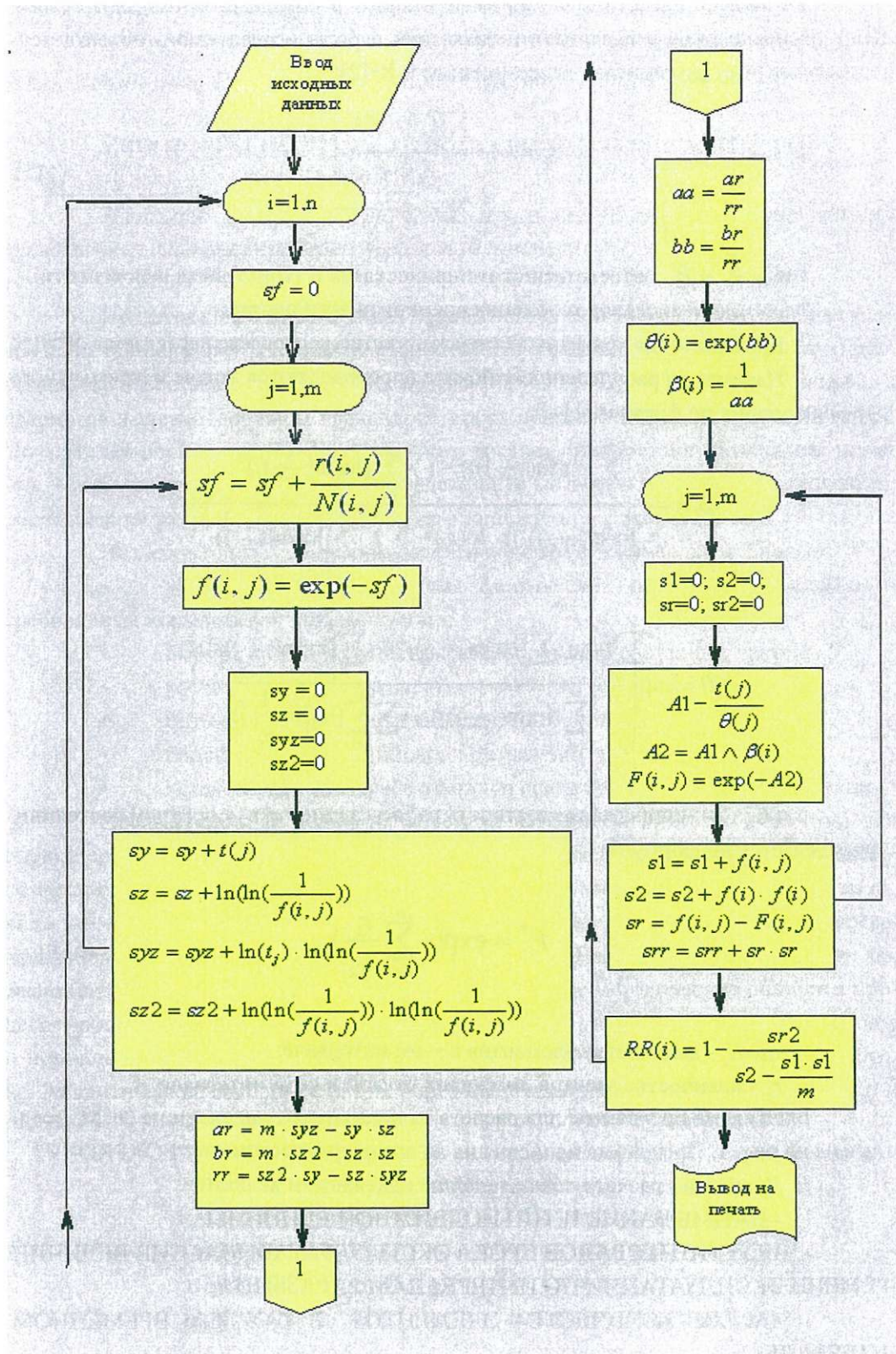


Рис. 1. Блок-схема алгоритма расчета показателей надежности на ЭВМ

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Тестирование программы проводилось на базе тестового примера с заданными параметрами распределения Вейбулла – $\theta = 10, \beta = 2$. Вероятность работы элемента в исправном состоянии определялась по формуле (7) с использованием программы «EXEL» (рис.2)

$$F(t) = \exp\left(-\left(\frac{t}{10}\right)^2\right) \quad ; \quad (7)$$

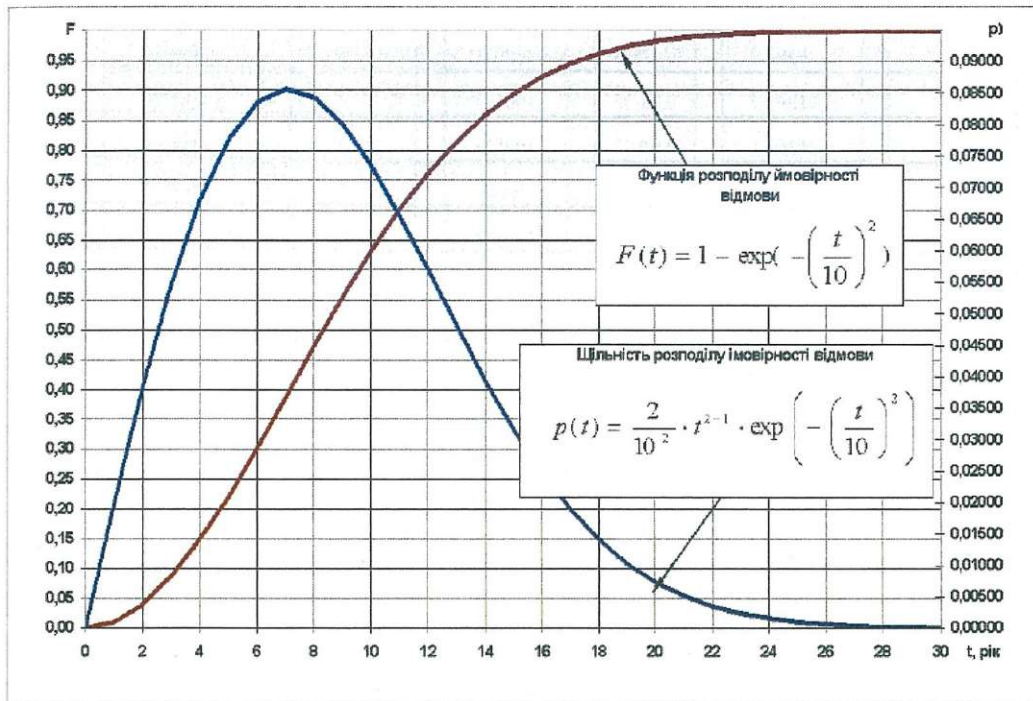


Рис. 2. Статистическое распределение, принятое в качестве тестового примера

Относительная частота появления отказа ω_i в заданных временных интервалах (один год) определялась по формуле:

$$\omega_i = -\ln\left(\exp\left(-\left(\frac{t_i}{10}\right)^2\right)\right) - \sum_{k=1}^{i-1} \omega_k \quad ; \quad (8)$$

где ω_n - относительная частота отказа в n -ом интервале;
 t_i - время эксплуатации.

Исходные данные для расчета по предлагаемой программе и результаты тестирования представлены в таблице 1. Как следует из таблицы 1 погрешность расчета не превышает 0,4 %.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 1 – Результати тестування програми

Тестові значення, $\theta=10, \beta=2$			Исходные данные для тестирования		Результаты расчета, $\theta=10,018, \beta=2,007$	
Время наработка на отказ	Вероятность работы в исправном состоянии	Частота отказов	Число элементов в интервале наработки	Число отказавших элементов	Вероятность работы в исправном состоянии	Погрешность
1	0,9900	0,01	100	1	0,9903	0,02 %
2	0,9608	0,03	100	3	0,9614	0,06 %
3	0,9139	0,05	100	5	0,9150	0,12 %
4	0,8521	0,07	100	6	0,8536	0,17 %
5	0,7788	0,09	100	9	0,7805	0,22 %
6	0,6977	0,11	100	11	0,6996	0,27 %
7	0,6126	0,13	100	13	0,6146	0,31 %
8	0,5273	0,15	100	16	0,5291	0,35 %
9	0,4449	0,17	100	18	0,4465	0,36 %
10	0,3679	0,19	100	20	0,3692	0,37 %
11	0,2982	0,21	100	21	0,2993	0,36 %
12	0,2369	0,23	100	21	0,2377	0,33 %
13	0,1845	0,25	100	25	0,1850	0,29 %
14	0,1409	0,27	100	27	0,1412	0,22 %

Разработанная программа позволяет определять показатели надежности как отдельных элементов и систем единицы подвижного состава, так и конструкции в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними. Держстандарт України, Київ.
2. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. Москва «Высшая школа», 1982, 224 с.

В.И. Ткачев, В.А. Серета, В.С. Речкалов, С.В. Мурчков, В.А. Литвин

МОДЕРНИЗАЦИЯ ДВУХОСНОЙ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ МОДЕЛИ 18-100 ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РЫЧАГОВ И ЭЛЕМЕНТОВ МОДЕРНИЗАЦИИ А.СТАКИ

Рассматривается проект создания двухосной тележки для грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм путем использования радиальных рычагов, предложенных доктором Г. Шеффелем (компания RDS, ЮАР), в конструкции тележки модели 18-100 с максимальной статической нагрузкой от колесной пары на рельсы 23,5 тонн. Приводятся результаты испытаний тележки модели 18-100, модернизированной радиальными рычагами, под полувагоном модели 12-9745.

В настоящее время, подавляющее большинство грузовых вагонов парка СНГ эксплуатируется на тележках ЦНИИ-ХЗ и ее модификациях. Многолетний опыт эксплуатации этой тележки и многочисленные испытания, проведенные проектными и исследовательскими организациями, помимо преимуществ данной тележки, выявили ряд существенных недостатков, как в конструкции, так и в качестве изготовления деталей. В течение последних десятилетий тележка модели 18-100 подвергалась многочисленным модернизациям, однако опыт эксплуатации показывает, что её конструкция не в полной мере соответствует современным требованиям, предъявляемым к ходовым частям.

Для обеспечения оптимальных рабочих характеристик грузовых рельсовых экипажей при создании ходовых частей необходимо соблюдать два основных условия:

- отсутствие колебаний при прохождении криволинейных участков пути и стрелочных переводов;

- устойчивое движение по прямолинейным участкам пути в рабочем диапазоне скоростей движения. Стабильность движения грузовых рельсовых экипажей зависит от конструкции и параметров подвешивания. Основными недостатками тележки модели 18-100 и ее модификаций являются:

- несовершенная фрикционная система демпфирования;

- неустойчивое движение в порожнем режиме со скоростями свыше 70 км/час, и, как следствие, повышенный износ поверхностей катания и гребней колес, что приводит к увеличению износа элементов верхнего строения пути;

- устаревший профиль поверхности катания колеса.

Таким образом, исследования, направленные на совершенствование тележек грузовых вагонов, являются актуальными и вытекают из первоочередных задач, стоящих перед железнодорожным транспортом страны.

За последние несколько десятилетий разработано большое количество методик, рекомендаций и проектов модернизации тележек грузовых вагонов, часть из которых реализована и успешно используется, однако необходимость дальнейшего совершенствования ходовых частей грузовых вагонов сохраняется.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ООО «София-Инвест» и ООО «Группа «Интер Кар Групп» ініціювали проєкт створення двухосної тележки для вантажних вагонів нового покоління залізничних доріг колії 1520 мм шляхом адаптації винаходів Г. Шеффеля (компанія RDS, ЮАР) застосовуючи до конструкції тележки моделі 18-100 з максимальною статичною навантаженням від колесної пари на рейси 23,5 тонн.

Представлений варіант комплексної модернізації без зміни основних литих деталей (бічної рами і надресорної балки) тележок моделі 18-100 вантажних вагонів заключається в використанні так званої «Системи управляємих радіальних рычагів» (RASS) (рисунки 1, 2)

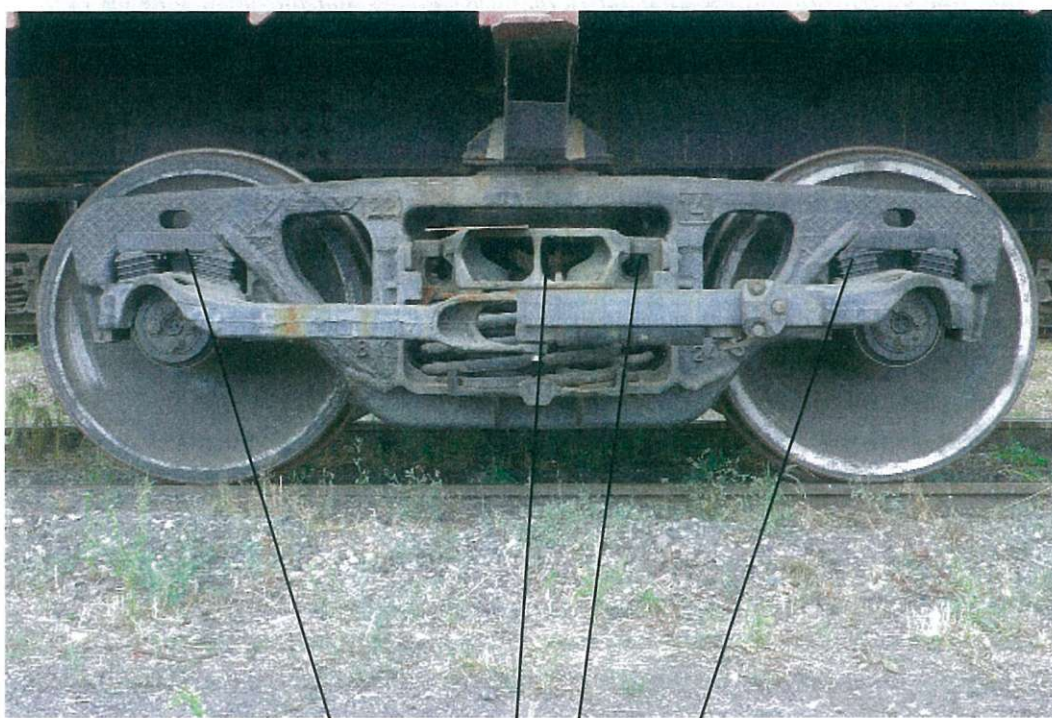


Рис. 1. Узел соединения радиальных рычагов

1 – рычаг радиальный левый, 2 – листовая пружина, 3 – устройство ограничения поворота DYCD; 4 – рычаг радиальный правый

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

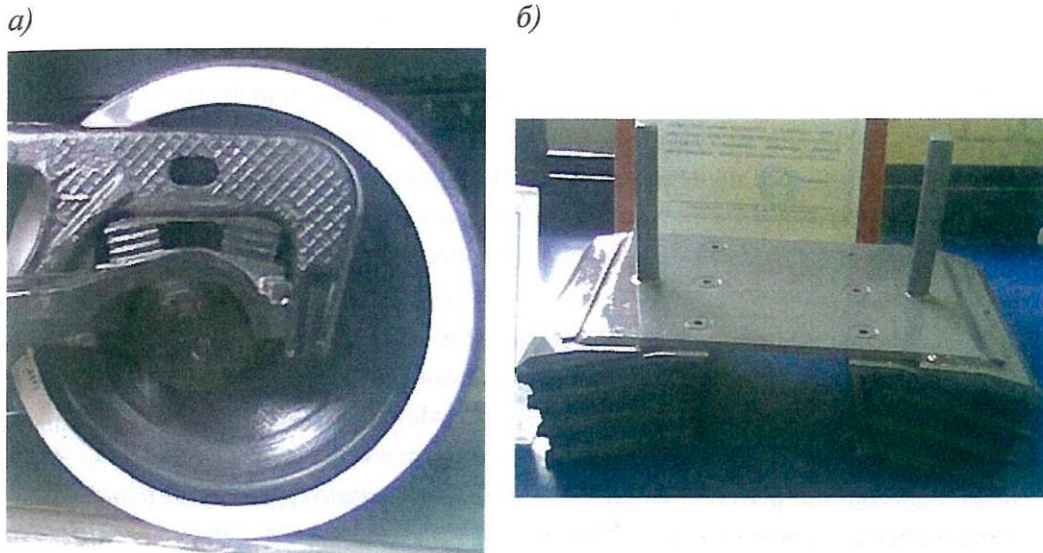


Рис. 2 – Буксовий узел модернізованої тележки моделі 18-100

а – загальний вигляд вузла; б – резинометалічний елемент, загальний вигляд

Несущие адаптеры, которые являются интегрированной частью Радиальных рычагов, изготовленных из литой стали, опираются на подшипники качения кассетного типа колесных пар аналогично несущим адаптерам нормальных трехэлементных тележек. Однако в случае тележки с радиальными рычагами, несущие адаптеры имеют крышеподобную форму верхней части. И эта «крыша» образует опору для двух резинометаллических элементов, сконструированных так, что они входят в опоры боковой рамы тележки 18-100, которые опираются на эти элементы сверху. Этот тип гибкой подвески осевой коробки колесной пары позволяет им вращаться в горизонтальной плоскости и смещаться в сторону относительно боковых рам, и таким образом колесные пары на криволинейном участке пути могут принимать положение, близкое к радиальному.

В связи с гибкой подвеской осевой коробки, рама трёхэлементной тележки освобождается от функции направления колесной пары на прямых и криволинейных участках пути. В результате отсутствует неперпендикулярность или ромбовидность рамы тележки, и срок службы фрикционных клиньев подвески балки заметно увеличивается. Направление колесной пары в этом случае осуществляется лево- / правосторонними радиальными рычагами, которые соединены друг с другом посредством ползунов, скользящих в канале, образованном свободными концами листовых рессор. Листовые рессоры предварительно напряжены отлитым упором на переднем конце радиального рычага. Это предварительное напряжение придает конструкции радиального рычага требуемую исходную межосевую поперечную жесткость и характеристику ограничения усилия. Наличие устройства, позволяющего ограничить поперечное усилие в элементах связи защищает радиальные рычаги от высоких боковых нагрузок, которые возможны в криволинейных участках пути, стрелках и крестовинах. Рама трехэлементной тележки теперь, главным образом, только несет вертикальную нагруз-

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ку, и она защищена от высоких ударных нагрузок благодаря вертикальной гибкости.

Для повышения устойчивости при повышенных скоростях движения (в общем случае свыше 100 км/ч) и в условиях низкого качества пути, применяются устройства снижения жесткости связи в горизонтальной плоскости (DYCD). DYCD имеет форму цилиндра, на каждом конце которого имеются отверстия, где размещен резиновый сферический подшипник (подобно демпферу). Один конец DYCD соединен с конечной точкой левого радиального рычага, расположенной у носовой части, напротив которой зафиксированы листовые рессоры. DYCD имеет предварительно напряженную спиральную пружину (цилиндрическую), которая обеспечивает высокое сопротивление малым перемещениям колесной пары, проявляющимся на прямолинейном пути. Таким образом улучшатся ходовые характеристики и устойчивость тележки. Для противодействия более значительным перемещениям колесной пары, имеющим место на криволинейном пути, когда колесные пары смещаются к радиальному положению, реактивная сила DYCD имеет характеристику, ограничивающую возникающее в связи усилие. DYCD может изготавливаться с тремя различными по размеру спиральными пружинами. Это означает, что можно выбрать три различные характеристики зависимости “сила-деформация” для удовлетворения требований к ходовым характеристикам в конкретных условиях эксплуатации.

Предварительно были выполнены (предварительные) технические и теоретические исследования результатов проведенной модернизации тележки модели 18-100. В результате проведенной работы установлено, что для обычной конструкции тележки ЦНИИ-ХЗ движение устойчиво при скоростях до 60 км/ч, в то же время для тележки, модернизированной рычагами Г. Шеффеля и имеющей предложенные им профили катания колес, критическая скорость превышает 145 км/ч. При движении грузовой тележки с различными скоростями движения в криволинейных участках пути набегающее колесо тележки стандартной конструкции несколько больше сдвигается к гребню и имеет больший угол атаки, что отражается на показателе износа колеса в сравнении с модернизированной конструкцией тележки (при различных скоростях движения).

После проведенной модернизации тележки модели 18-100 опытный образец как в груженом, так и в порожнем режиме был подвергнут комплексу ходовых испытаний на соответствие требованиям нормативной документации.

На испытания были взяты два полувагона. Первый полувагон модели 12-9745 на тележках модели 18-100, комплексно модернизированной радиальными рычагами компании RDS (ЮАР) и элементами „A.Stucki” с колесными парами на новых цельнокатаных колесах повышенной прочности и профилем по кругу катания ITM-73. Второй полувагон модели 12-9745 на типовых тележках модели 18-100 с колесными парами на новых цельнокатаных колесах.

Испытания проводились в груженом и порожнем режимах на участках ст. Новомосковск-Днепровский – ст. Баловка – ст. Днепродзержинск-Левобережный и ст. Сухачевка – ст. Встречный Приднепровской железной дороги, которые включали

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

в себя прямолинейные и криволинейные участки пути и стрелочные переводы.

Во время ходовых динамических испытаний были проведены поездки в диапазоне скоростей от 40 до 120 км/ч, а также контрольные поездки со скоростью 132 км/ч с целью проверки возможности движения опытных тележек со скоростью, которая превышает на 10 % конструкционную. Дополнительно при проведении испытаний были установлены видеокамеры для контроля поведения вагона: тележка-путь и тележка-кузов.

На рисунках 3-10 приведены основные показатели ходовых динамических качеств двух испытанных вагонов, из которых следует, что значения показателей вертикальной и горизонтальной динамики опытных тележек выше показателей вагона-эталона. В ходе проведения испытаний с помощью установленных видеокамер также было отмечено повышенное виляние опытной тележки в сравнении с эталоном, что и было зафиксировано прибором для определения угла виляния тележки относительно кузова (рад 10-3). Такое поведение тележки, по нашему мнению, свидетельствует о неэффективной работе системы стабилизации, что и подтверждается графиками, приведенными на рисунках 11-12.

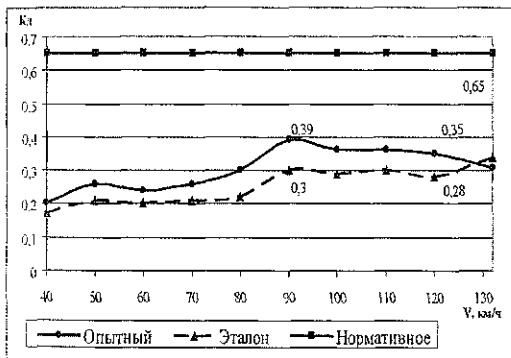


Рис. 3. Коэффициент вертикальной динамики вагона (грузовой режим)

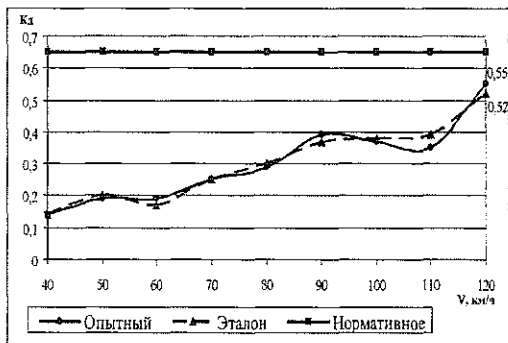


Рис. 4. Коэффициент вертикальной динамики вагона (порожний режим)

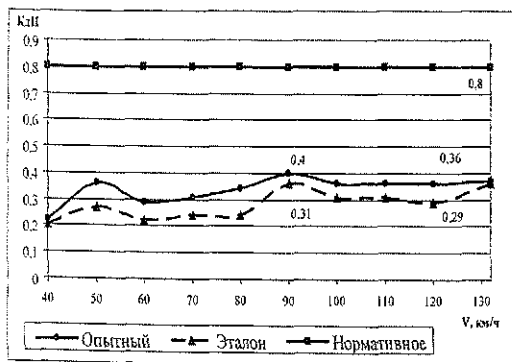


Рис. 5. Коэффициент вертикальной динамики рамы тележки (грузовой режим)

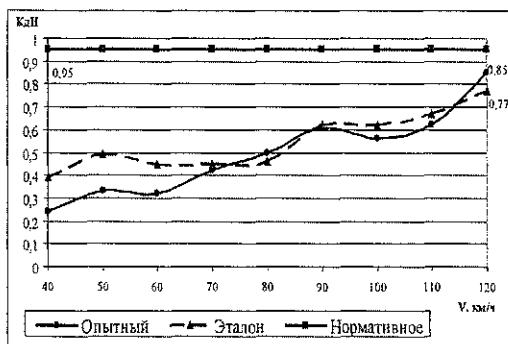


Рис. 6. Коэффициент вертикальной динамики рамы тележки (порожний режим)

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

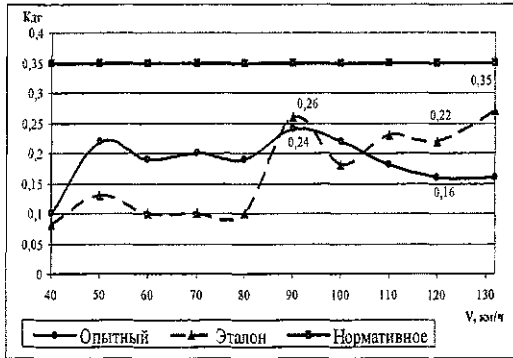


Рис. 7. Коэффициент горизонтальной динамики вагона (груженный режим)

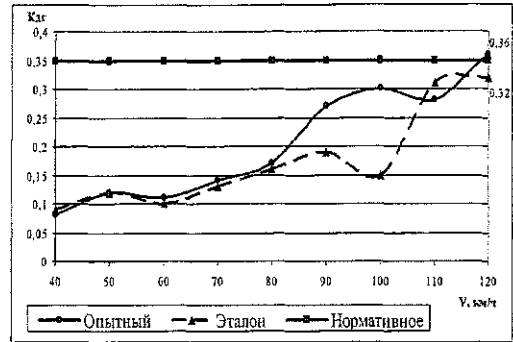


Рис. 8. Коэффициент горизонтальной динамики вагона (порожний режим)

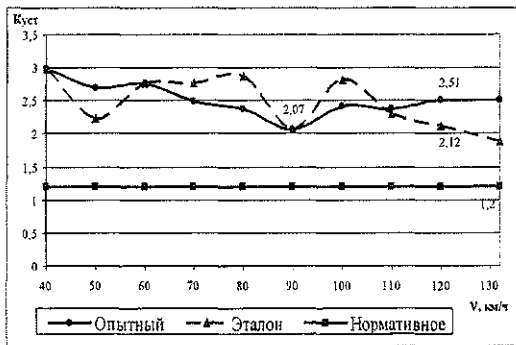


Рис. 9. Коэффициент запаса устойчивости вагона от схода с рельс (груженный режим)

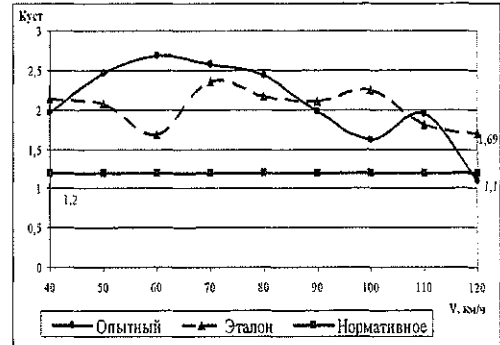


Рис. 10. Коэффициент запаса устойчивости вагона от схода с рельс (порожний режим)

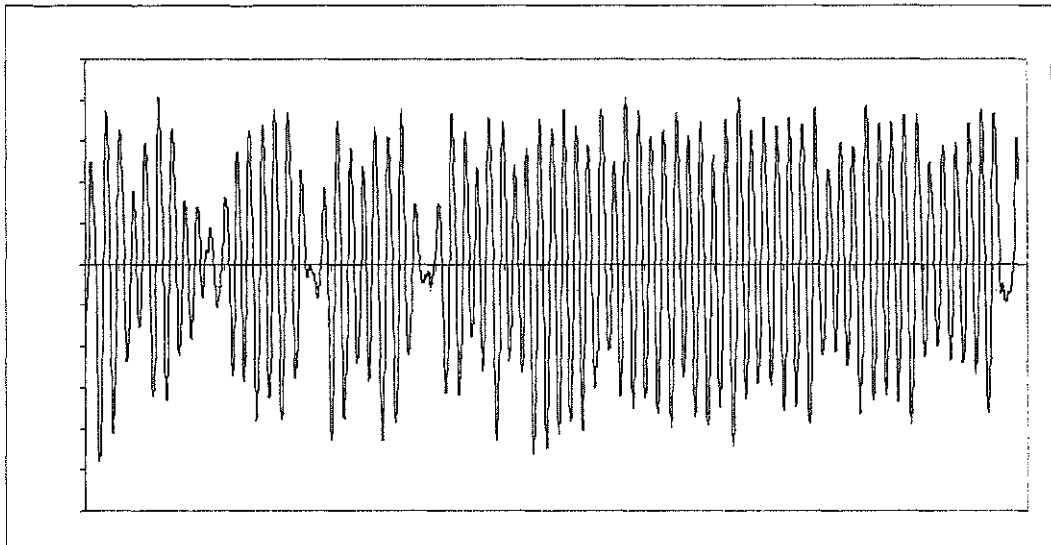


Рис. 11. Угол влияния опытной тележки

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

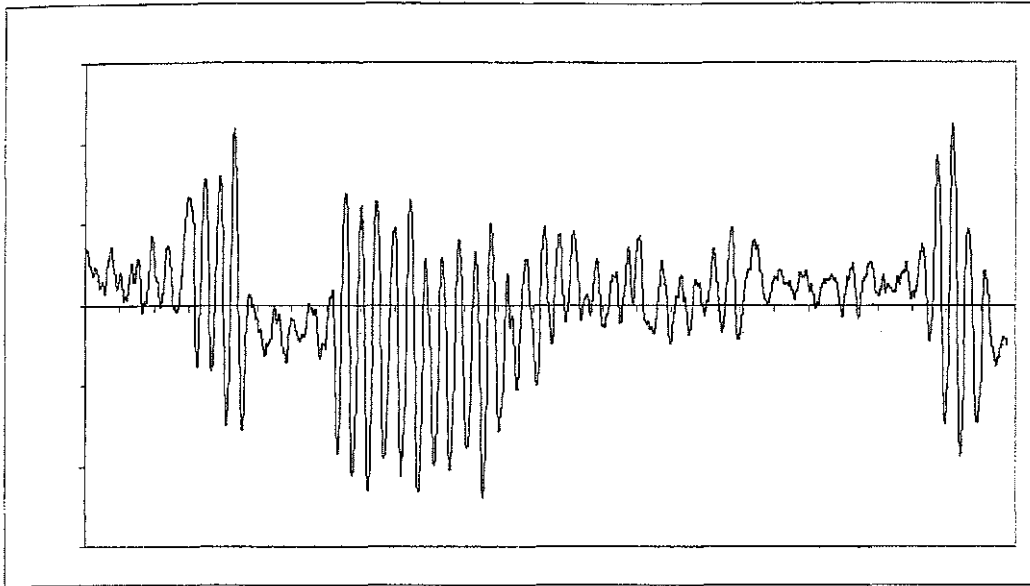


Рис. 12. Угол виляння типової тележки моделі 18-100

Незважаючи на високі прогнозовані характеристики, досвідчена тележка при швидкості руху 120 км/ч веде себе менш стабільно порівняно з типовою тележкою моделі 18-100.

Висновки:

1 Після перших 1500 км пробігу при проведенні ходових динамічних випробувань в навантаженому режимі було встановлено, що резинометалічні елементи і скользуни системи радіальних рычагів стали непридатними для подальшого проведення випробувань і потребували заміни на нові. Їх непридатність була пов'язана з неправильним обробленням цих елементів в процесі збирання тележки на Дарницькому вагоноремонтному заводі.

2 По результатам ходових динамічних випробувань встановлено, що в порожньому режимі для полувагона моделі 12-9745 на модернізованих тележках моделі 18-100 при конструкційній швидкості руху 120 км/ч значення коефіцієнта горизонтальної динаміки (рамної сили в долях осевої навантаження) і коефіцієнта стійкості колеса від сходження з рейки не відповідає нормативним значенням за «Нормам... 83 г.».

3 По результатам ходових динамічних випробувань полувагонів моделі 12-9745 на модернізованих тележках моделі 18-100 (досвідчний вагон) і на тележках моделі 18-100 без модернізації (вагон-еталон) встановлено, що максимальні значення коефіцієнта вертикальної динаміки кузова і необрессореної рами тележки досвідчного вагона в порожньому і навантаженому режимах трохи вище значень цих показників для вагона-еталона. Значення інших показників динамічних якостей досвідчного вагона і вагона-еталона рівні, і явних переваг полувагона моделі 12-9745 на модернізованих тележках моделі 18-100 порівняно з полувагоном моделі 12-9745 на тележках моделі 18-100 без модернізації не спостерігається.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

4 Полученные по результатам ходовых прочностных испытаний коэффициенты запаса сопротивления усталости радиальных рычагов, из расчета их срока службы 32 года, выше минимального допустимого значения 1,8 согласно с «Нормами... 83 г.».

Учитывая вышеприведенное, следует отметить, что оборудование модернизированной тележки элементами А.Стаки и колесами, обточенными по профилю ИТМ-73, а также низкая технологическая дисциплина в процессе изготовления и сборки тележки модели 18-100, модернизированной системой радиальных рычагов, позволяют говорить, во-первых, о неполноте и недостаточности проведенных динамических испытаний, во-вторых, о недостаточной технологической дисциплине завода-изготовителя опытного образца тележки, и в-третьих, о невозможности эксплуатации данной версии конструкции тележки в представленном исполнении под грузовыми вагонами на дорогах Украины.

На данный момент необходимость дальнейшего совершенствования ходовых частей грузовых вагонов остается острым и актуальным вопросом.

ЛИТЕРАТУРА

1. К 30.6-00.00.00.0-00 ТЗ Технічне завдання на візки моделі 18-100 модернізовані радіальними важелями та пристроями згідно з ТУ У 35.2-01124454-028-2004
2. К 30.06-00.00.00.0-00 Тележка модели 18-100 модернизированная радиальными рычагами и устройствами по ТУ У 35.2-01124454-028-2004
3. ТУ У 35.2-01124454-028-2004 Візки двовісні моделі 18-100. Комплексна модернізація з встановленням елементів компанії «А. Stucki» та колісних пар з нелінійним профілем коліс ІТМ-73
4. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ-ВНИИЖТ – М., 1983 р.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ – М., 1996 р.
6. РД 24.050.37-90 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
7. СОУ МПП 45.040-112:2006 Букси для колісних пар пасажирського і вантажного рухомого складу. Технічні умови
8. RDS-03-S18/100-A050 КСТМ РР Тележка модель 18-100 с радиальными рычагами проект RDS-03-S18/100. Надбуксовые демпфирующие элементы RUBBER SHER PAD чертеж RDS-03-S18.100-A050. Расчет параметров и прочностных характеристик
9. РД 24.050.37-95 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества

УДК 656.225:629.463.63

А.В. Донченко, М.В. Троцький

ЗАЛІЗНИЧНІ ПЕРЕВЕЗЕННЯ КОНТЕЙНЕРІВ З ЗАВАНТАЖЕННЯМ НА РУХОМИЙ СКЛАД В ДВА ЯРУСИ

Наведені переваги перевезень залізничним транспортом великотоннажних контейнерів при їх розміщенні на рухомому складі в два яруси, технічні характеристики та особливості конструкцій призначених для цих цілей платформ. Розглянуті питання підготовки інфраструктури залізниць для перевезень контейнерів в два яруси.

Постановка проблеми

В світовій транспортній системі контейнерні перевезення набувають все більшого поширення, як зручний вид транспортного обслуговування. За останні роки світові обсяги перевезень контейнерів мають сталі тенденції зростання. Переваги контейнерів полягають перш за все в тому, що перевезення вантажів забезпечується одним або декількома видами транспорту без проміжного вивантаження з контейнера. Тобто реалізується загальноприйнята в світовій практиці інтермодальна схема доставки вантажів, коли вантаж перевозиться послідовно двома чи більше видами транспорту в одній і тій самій вантажній одиниці або автотранспортному засобі без перевантаження самого вантажу при зміні виду транспорту.

В нинішніх умовах підвищується попит на контейнерні перевезення як в межах залізниць України, так і міжнародному сполученні. Це пов'язано з розвитком міжнародних транспортних коридорів та євроінтеграційними процесами транспортної системи України. Участь українських залізниць в освоєнні обсягів перевезень транзитних та експортно-імпортних вантажів в міжнародному сполученні, в наданні транспортних послуг вигідно і важливо як для транспортної галузі, так і держави в цілому. Комплекс заходів з підвищення транзитних можливостей транспортного комплексу держави передбачає «Комплексна програма утвердження України як транзитної держави в 2002-2010 роках».

Світові тенденції росту контейнерних перевезень вплинули і на структуру парку контейнерів. В даний час контейнери типорозміру А складають дві третини їх загального парку. У зв'язку з цим залізниці, приватні оператори зацікавлені в придбанні сучасних конструкцій платформ для контейнерних перевезень.

Аналіз досліджень і публікацій

Перевезення великотоннажних контейнерів з завантаженням в два яруси широко застосовуються насамперед на залізницях Північної Америки [1]. В шістдесяті роки минулого століття в Північній Америці почали курсувати спеціалізовані контейнерні поїзди між Західним та Східним узбережжями. З 1985 р. цими поїздами перевозяться контейнери на платформах в два яруси. За декілька років кількість таких поїздів збільшилось до 250 одиниць щонеділі. Для забезпечення необхідного

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

габариту наближення будівель були реалізовані значні зміни в інфраструктурі, перенесені мости, розширені тунелі. В результаті на даний час перевезення контейнерів в два яруси отримали на американських залізницях пріоритетний розвиток. Відповідно збільшилось виробництво платформ для перевезень контейнерів в два яруси.

В європейських державах дослідження по організації перевезень контейнерів в два яруси були проведені на залізницях Німеччини [1]. Збільшення обсягів переробки контейнерів в морських портах Німеччини пред'явило вимоги, зокрема, підвищення провізної спроможності залізниць. Досліджувались два варіанти збільшення обсягів відправлень контейнерів: використання довгосоставних поїздів або вагонів, які дозволяли б виконувати перевезення контейнерів в два яруси.

В процесі проведених досліджень була встановлена принципова можливість впровадження перевезень контейнерів в два яруси на деяких лініях залізниць Німеччини. В перспективі організація таких перевезень можлива і в других європейських державах.

При дослідженнях враховувались технічні вимоги стосовно інфраструктури та рухомого складу, розглядалися питання, пов'язані з габаритом наближення будівель.

Актуальним питанням при створенні платформ для перевезення контейнерів в два яруси є максимальне пониження центра ваги вантажу з метою забезпечення необхідної стійкості проти перекидання.

При конструюванні платформ для перевезення контейнерів в два яруси можуть розглядатись два рішення:

- платформа з пониженою рамою;
- платформа з рамою колодезного типу.

При цьому для другого варіанту переваги слід надати застосуванню роздільного гальмування на кожний візок.

Поряд з аналізом технічних проблем досліджувались також питання інвестиційних витрат та економічної ефективності як для електрифікованих, так і неелектрифікованих ліній. Отримані результати показують, зокрема, що питомі витрати на перевезення одного стандартного 20-футового контейнера (TEU) у випадку застосування спеціалізованих вагонів для двохярусного завантаження контейнерів нижче, ніж при використанні звичайного рухомого складу. Без урахування інвестиційних витрат перевагу для перевезень контейнерів в два яруси отримують неелектрифіковані лінії.

У Великобританії розроблені платформи типу Sfgmmns для перевезень контейнерів в два яруси з завантажувальною площадкою колодезного типу (рис. 1) [1]. Платформа призначена для перевезень 20-, 30- и 40-футових контейнерів. Кожен візок платформи має автономну гальмівну систему. Технічні дані платформи наведені в табл. 1.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 1. Платформа типу Sfgmmns залізниць Великобританії

Таблиця 1. Технічна характеристика платформи типу Sfgmmns

Ч/ч	Найменування показників	Од. виміру	Величина
1	Вантажопідйомність	т	61
2	Маса тари	т	23,5
3	Довжина по буферах	мм	20500
4	Відстань у порожньому стані від РГР до рівня площадки для встановлення контейнерів	мм	475
5	Габарит		МСЖД 505-1, W6A [2]
6	Швидкість конструкційна	км/г	120

До вирішення питання впровадження перевезень контейнерів в два яруси впритул наблизились російські залізниці. Необхідність підвищення пропускної можливості російських залізниць обумовила розробку спеціального вантажного вагона, конструкція якого дозволяє перевозити контейнери в два яруси. Розробка та виготовлення такого вагона виконані ВАТ «Брянский машиностроительный завод», всі види випробувань проведені на експериментальному полігоні ВАТ «ВНИИЖТ» [3]. Технічна характеристика вагона приведена в табл. 2, загальний вид – на рис. 2.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 2. Технічна характеристика вагона для перевезення великотоннажних контейнерів в два яруси, модель 13-3124

Ч/ч	Найменування показників	Од. виміру	Величина
1	Вантажопідйомність	т	67
2	Маса тари	т	26,3
3	Довжина по осях зчеплення автозчепів	мм	20220
4	Довжина по кінцевих балках	мм	19000
5	База вагона	мм	16000
6	Максимальне статичне навантаження від колісної пари на рейки	кН (тс)	(23,5)
7	Довжина вантажної площадки	мм	12350
8	Ширина вантажної площадки	мм	2538
9	Ширина платформи	мм	3038
10	Відстань від РГР до площини вантажної площадки в порожньому стані	мм	254
11	Візки, модель		18-100
12	Кількість завантажених контейнерів 1А, 1АА 1С, 1СС	2 4	
13	Габарит		1-Т
14	Швидкість конструкційна	км/Г	120



Рис. 2. Загальний вид вагона-платформи для перевезення великотоннажних контейнерів в два яруси

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Результати комплексних випробувань платформи моделі 13-3124 показали, що динамічні якості в порожньому та завантаженому режимах допускають її експлуатацію на колії з сучасними конструкціями верхньої будови з швидкостями в прямих дільницях до 90 км/г, в кривих – з швидкостями, що відповідають найбільшому рівню поперечних непогашених прискорень $0,3 \text{ м/с}^2$.

У всіх випадках підготовки інфраструктури залізниць до перевезень великотоннажних контейнерів в два яруси необхідно провести обстеження маршрутів з метою визначення габаритів будівель та висоти контактної мережі від рівня головок рейок для забезпечення безпечного слідування контейнерних поїздів.

На російських залізницях завдання обстеження маршрутів було вирішено шляхом застосування системи автоматизованих вимірювань габаритів інженерних споруд відносно залізничної колії [4]. Розроблена лазерна система призначена для автоматизованого і оперативного вимірювання габаритів наближення будівель та стаціонарного обладнання в зоні руху рухомого складу. Швидкість руху вимірювальної вагон-лабораторії – до 20 км/г. Об'єктами вимірювань можуть бути тунелі, мости, шляхопроводи, опори ліній електропередач, залізничні платформи.

Слід прогнозувати, що на першому етапі перевезення контейнерів в два яруси можуть бути дозволені тільки на окремих ділянках залізниць з відповідними пропускними можливостями.

ЛІТЕРАТУРА

1. Перевозки контейнеров в два яруса на железных дорогах Германии. // Железные дороги мира, № 5. - 2008.
2. Кодекс МСЖД 505-1 VE. Железнодорожные подвижные составы. Очертания габаритов подвижного состава.
3. Аршинцев Д.Н., Бржезовский А. М., Лазаренко Ю. М. Динамические качества платформы колодцеобразного типа для перевозки контейнеров в два яруса. // Вестник ВНИИЖТ, № 2. – 2005.
4. Бондаренко А. В., Докучаев И. В., Князев М. Г., Конопляников Ю. К., Лазаренко Ю. М., Прилепский Б. В. Лазерная цифровая измерительная система габаритов сооружений на железных дорогах.// Современная электроника, № 1. - 2005.

УДК 629.4.01:629.463.65.001.76

В.І. Мороз, О.В. Фомін, В.В. Фомін, К.В Сидоренко, В.П. Білаш

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІТЧИЗНЯНИХ НАПІВВАГОНІВ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень.

Відповідно до концепції Державної програми реформування залізничного транспорту, схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2006 року N 651-р однією з пріоритетних задач розвитку залізниць є удосконалення конструкції рухомого складу, підвищення рентабельності його роботи та конкурентоспроможності, в основному за рахунок зниження собівартості перевезень. Важливим напрямком оперативного вирішення вищезазначеної задачі є ефективне використання вантажного парку вагонів. В межах якого найбільш чисельна частка належить напіввагонам, на долю яких приходиться понад 50% загального вантажообігу залізниць країн СНД (www.ukrstat.gov.ua, www.gks.ru). Наприклад тільки на Україні за січень-грудень 2008-го року залізничним транспортом було відправлено 399,7 млн. т вантажів, з яких найбільшу частину було перевезено напіввагонами (кам'яного вугілля 102 млн. т, руди залізної і марганцевої 68,7 млн. т, чорних металів 36,1 млн. т і т.д.). Це в свою чергу визначає високі вимоги по забезпеченню економічної ефективності до конструкції напіввагонів вітчизняного виробництва.

При цьому за оцінками фахівців [1,2, www.pg-online.ru] на сьогоднішній день має місце дефіцит напіввагонів, що визначає необхідність поповнення їх парку. В останній час поповнення парку напіввагонів відбувається за рахунок їх виготовлення на вагонобудівних підприємствах України та країн СНД, а також перепрофільованих вагоноремонтних заводах (ВРЗ) Укрзалізниці.

Поряд із зазначеним, суттєве подорожчання кредитних ресурсів та збільшення тарифних ставок на перевезення вантажів мережею залізниць, в умовах глобальної економічної та фінансової кризи, призвело до скорочення замовлень на побудову напіввагонів. Також ця ситуація призводить до того, що замовники більш ретельно аналізують техніко-економічні показники (ТЕП) існуючих конструкцій та замовляють новий рухомий склад у підприємств, які виготовляють моделі з найкращими ТЕП. Це обґрунтовує актуальність подальшого розгортання науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт з метою створення моделей вітчизняних напіввагонів з поліпшеними ТЕП, напіввагонів нового покоління.

Мета статті та викладення основного матеріалу. В статті наведені розроблені в Українській державній академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ) у співдружності зі спеціалістами державного підприємства «Український державний центр по експлуатації спеціалізованих вагонів» (ДП«Укрспецвагон») перспективні підходи до удосконалення конструкції вітчизняних напіввагонів за рахунок використання при їх проектуванні сучасних методів теорії оптимізації.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

На протязі останніх 20 років на кафедрі “Механіка і проектування машин” УкрДАЗТ виконуються науково-дослідні роботи у напрямку розробки нових підходів, стратегій, методів і математичних моделей для удосконалення конструкції транспортних технічних засобів (наукові керівники - д.т.н. проф. академік ТАУ Мороз В.І., д.т.н. проф. академік інженерної академії України Кудряш А.П., к.т.н. доц. академік ТАУ Лінков В.В., к.т.н. доц. Братченко О.В.). В рамках зазначених робіт на протязі останніх 3 у співдружності зі спеціалістами ДП«Укрспецвагон» (Фомінін В.В., Новиковим В.Р., Сидоренко К.В., Білашом В.П. і інш.) проводяться роботи по удосконаленню конструкції вітчизняних напіввагонів.

В роботі [3] наведено результати порівняльного аналізу техніко-економічних показників базових моделей напіввагонів вітчизняних та закордонних вагонобудівників. Визначено, що одним із перспективних напрямків удосконалення напіввагонів виробництва ДП«Укрспецвагон» є розробка та впровадження технічних рішень, які спрямовані на зниження їх матеріалоемності (маси тари).

За своєю суттю вирішення вищезазначеної задачі на сучасному рівні може здійснюватись з використанням підходів та методів теорії оптимізації [4,5] - оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності. При цьому одна з головних ролей відводиться її математичному запису. Тому авторами у роботі [6] запропонован узагальнений математичний запис задачі оптимізаційного проектування вітчизняних напіввагонів за критерієм мінімальної матеріалоемності, визначенні: головний критерій оптимізації, параметричні та функціональні обмеження.

Особливістю розробленого математичного запису є те, що його орієнтовано на комплексне удосконалення конструкції напіввагону шляхом модернізації її окремих складових. Це доцільно робити на основі структурного аналізу матеріалоемності конструкції відповідних напіввагонів.

При вирішенні зазначеної задачі особлива роль відводиться розробці та використанню формалізованих описань конструкції напіввагонів. В той же час, актуальні питання створення таких описань не отримали достатнього висвітлення в літературних джерелах присвячених проблемам вагонобудування. Тому у роботі [7] був запропонован новий підхід до формалізованого описання конструкції залізничних вантажних вагонів, розроблений на основі використання принципів ієрархічності та декомпозиції. Використання принципу ієрархічності передбачає структурування опису конструкції вагону за ступенем детальності з виділенням окремих ієрархічних рівнів. Застосування принципу декомпозиції забезпечує розділення описів конструкції вагона на кожному ієрархічному рівні на ряд відповідних блоків (конструкційних модулів) з можливостями їхнього роздільного проектування та дослідження. Вищезазначені принципи в повній мірі віддзеркалюються у блочно-ієрархічній моделі залізничного вантажного вагона, яка найбільш часто представляється у вигляді відповідної схеми. Результати проведених робіт по розробці блочно-ієрархічної схеми напіввагонів виробництва ДП«Укрспецвагон» були висвітлені у роботі [8].

В якості прикладу на рис. 1 наведено фрагмент блочно-ієрархічної схеми модуля кузова B_{11} моделі 12-9745. При цьому деталізовано декомпозиційний склад стіни торцевої B_{112} .

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

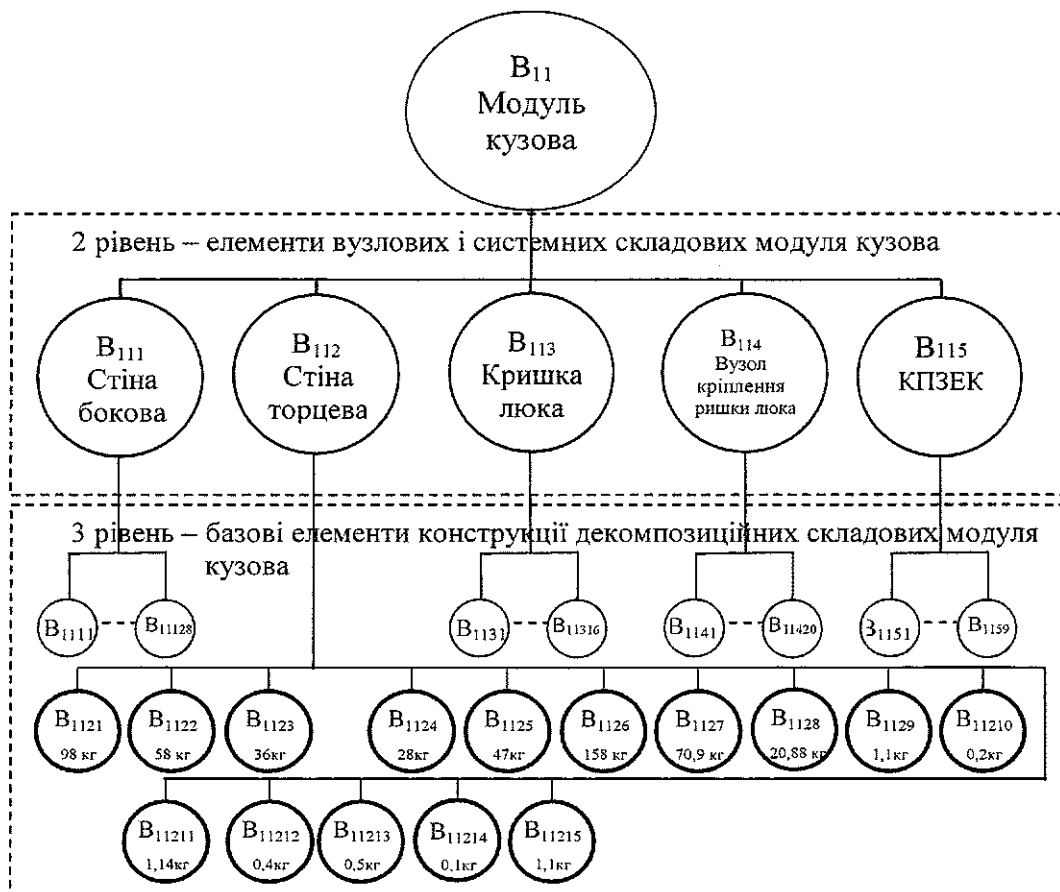


Рис. 1. Загальна схема модуля кузова В₁₁ напіввагонів моделі 12-9745

Модуль кузова В₁₁ належить до першого ієрархічного рівня формалізованого описання загальної конструкції напіввагонів, його складові відносяться до другого ієрархічного рівня, це: стіна бокова В₁₁₁, стіна торцева В₁₁₂, кришка люка В₁₁₃, вузол кріплення кришки люка В₁₁₄, комплекс посилення та з'єднання елементів кузова (КПЗЕК) В₁₁₅. Складові кожного з цих елементів утворюють третій ієрархічний рівень, прийнятий за рівень базових елементів. На рис.1 більш розгорнуто висвітлені базові елементи стіни торцевої В₁₁₂, для кожного з яких наведені значення відповідних мас, це: обв'язування верхнє В₁₁₂₁, кутник В₁₁₂₂, бокова В₁₁₂₃ та вертикальна В₁₁₂₄ стійки, горизонтальний пояс В₁₁₂₅, верхній лист обшиви В₁₁₂₆, нижній лист обшиви В₁₁₂₇, драбина В₁₁₂₈, планка В₁₁₂₉, державка В₁₁₂₁₀, скоба В₁₁₂₁₁, ребро В₁₁₂₁₂, кільце у'в'язочне В₁₁₂₁₃, косинець В₁₁₂₁₄, ступінь внутрішня В₁₁₂₁₅.

Наведений фрагмент блочно-ієрархічної схеми використовувався при дослідженні варіантів зменшення матеріалоемності стіни торцевої В₁₁₂ напіввагонів моделі 12-9745. Для цього був розроблений математичний запис задачі її оптимізаційного проектування за критерієм мінімальної матеріалоемності. В якості головного (першорядного) критерію оптимальності обрано очікувану величину зниження матеріалоемності стіни торцевої $\Delta m_{V_{112}}$:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$$\Delta m_{B_{112}} = \Delta m_{B_{112}} - \Delta m_{BM_{112}} \quad (1)$$

де $\Delta m_{B_{112}}$ – матеріалоемність стіни торцевої напіввагону, конструкція якого приймається за базу для удосконалення;

$\Delta m_{BM_{112}}$ – матеріалоемність удосконаленої стіни торцевої.

Загальний вид математичного запису такої задачі, з урахуванням всіх параметричних та функціональних обмежень, має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} & \Delta m_{A_{112}}(\bar{X}) \rightarrow \max \\ & \bar{X} \in \bar{A}_x \in \bar{A} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\bar{A} = \left\{ \bar{X} \mid x_{Aa \min} \leq x_{Aa} \leq x_{Aa \max}; x_{jd \max} \leq x_{jd} \leq x_{jd \min}; x_{Ee \min} \leq x_{Ee} \leq x_{Ee \max}; a \in [1;3], d \in [1;\bar{n}], e \in [1;s] \right\}$$

$$\bar{A}_x = \left\{ \bar{X} \mid \begin{array}{l} s_{\max} \leq [s]; D_{1\bar{n} \max} \leq [D_{1\bar{n} \max}]; D_A \geq D_{At \delta \delta}; V_A \geq V_{At \delta \delta}; C_A \max < C_{At \delta \delta}; \\ x_{Aa \min} \leq x_{Aa} \leq x_{Aa \max}; x_{jd \max} \leq x_{jd} \leq x_{jd \min}; x_{Ee \min} \leq x_{Ee} \leq x_{Ee \max}; a \in [1;3], d \in [1;\bar{n}], e \in [1;s] \end{array} \right\}$$

де D – область можливих рішень, яка формується границями варіювання складових вектора змінних параметрів X (x_{Ga}, x_{Md}, x_{Ke}) – параметричними обмеженнями;

x_{Ga} – сумарна складова вектора змінних параметрів, яка характеризує габаритні розміри стіни торцевої (висота – x_{G1} , довжина – x_{G2} , ширина – x_{G3}). Причому максимальні ($x_{G \max}$) та мінімальні значення ($x_{G \min}$) відповідної змінної визначаються габаритним обрисом рухомого складу (для розглядаємої конструкції напіввагонів використовуємо габаритний обрис – 0-ВМ), можливістю використання засобів механізації при виконанні завантажувальних та розвантажувальних робіт (відповідно до ГОСТ 22235);

x_{Md} – сумарна складова вектора змінних параметрів, яка характеризує показники матеріалу, з якого виготовлено елементи стіни торцевої (наприклад: питома вага, границя текучості і т.д.). Максимальні $x_{Md \max}$ та мінімальні $x_{Md \min}$ значення відповідної змінної визначаються з урахуванням властивостей матеріалів, які можуть бути застосовані для виготовлення елементів стіни торцевої (сплавів на основі алюмінію, конструкційних сталей та інш.). При цьому мінімальні значення $x_{Md \min}$ повинні бути не гірше за характеристики сталі 09Г2;

x_{Ke} – сумарна складова вектора змінних параметрів, яка характеризує конструкційні особливості стіни торцевої. Максимальні $x_{Ke \max}$ та мінімальні $x_{Ke \min}$ значення змінної, що розглядається, будуть визначатись в залежності від пропонуємих конструкційних рішень (наприклад: товщина листа обшиви торцевої стіни може змінюватись від 4 до 8 мм);

D_x – область допустимих рішень, яка визнається функціональними обмеженнями - вторинними критеріями оптимізації, які також змінюються при варіюванні складових вектора X і задаються у вигляді відповідних співвідношень.

При розв'язанні задач оптимізаційного проектування стіни торцевої напіввагонів удосконаленої конструкції в якості функціональних обмежень можуть розглядатися:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

σ_{max} – еквівалентні напруження для найбільш навантаженого елементу стіни торцевої, які, з урахуванням вимог [9], не повинні перевищувати допустимі напруження $[\sigma]$ для обраного матеріалу;

$P_{остат}$ – розрахункове статичне навантаження від колісної пари напіввагону на рейки, яке не повинно перевищувати допустимого значення $[P_{остат}]$, що встановлюється нормативно-технічною документацією, $[P_{остат}] = 230,54 \text{ кН}$;

P_B – вантажопідйомність напіввагону, яка повинна бути не меншою за вантажопідйомність прототипу $P_{Впрот}$, $P_{Впрот} = 70 \text{ т}$;

V_B – повний (навантажувальний) об'єм кузова напіввагону, який повинен бути більше за повний об'єм кузова для прототипу $V_{прот}$, $V_{прот} = 76 \text{ м}^3$;

$Z_{Вmax}$ – максимальні витрати на виробництво стіни торцевої, які повинні бути меншими, ніж аналогічні витрати для прототипу $Z_{прот}$, $Z_{прот} = 6,667 \text{ грн}$.

Оптимізаційний пошук рішення в області D_x дозволив знайти реальні варіанти удосконалення конструкції стіни торцевої B_{112} . Наприклад тільки за рахунок модернізації її каркасу можна зменшити масу цього вузла на 90 кг, та тим самим збільшити вантажопідйомність розглядаємої моделі напіввагонів на 180 кг. Вже це дозволить перевозити додатково близько 1 т вантажу у складі поїзда з 60 – ти таких напіввагонів.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання.

Наведені у статті матеріали свідчать про доцільність впровадження запропонованих авторами нових підходів та методів до проектування вітчизняних напіввагонів. При їх реалізації досягається суттєве удосконалення конструкції напіввагонів, що дозволить отримати значний економічний ефект при їх виготовленні та експлуатації. Наприклад розповсюдження запропонованих рішень на базову конструкцію напіввагонів ДП «Укрспецвагон» забезпечує зниження собівартості тільки при їх виготовленні на 3...4%.

Запропоновані авторами підходи та методи до удосконалення конструкції вітчизняних напіввагонів можуть бути використані і для інших типів вантажних вагонів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Цыган, Б.Г. Состояние и тенденции развития грузового вагоностроения [Текст] / Б.Г.Цыган, А.Б.Цыган // Вагонный парк. – 2008 - № 9-11.
2. Долматов, А.А. О развитии парка грузовых вагонов [Текст] / А.А. Долматов, В.П. Цюренко, Н.Ф. Кулик, В.В. Новоселов, О.В. Селихова // Железнодорожный транспорт. – 2000 - №4.- С. 70-76.
3. Мороз, В.І. Визначення перспективних напрямків удосконалення конструкції напіввагонів виробництва ДП «Укрспецвагон» [Текст]/ В.І. Мороз, В.В. Фомін, О.В. Фомін // Зб. наук. праць.- Харків: УкрДАЗТ, 2008.- Вип. 99.- С. 72-81
4. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст] / В.І.Мороз, О.В.Братченко, В.В.Ліньков – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.
5. Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. [Текст]/ Я.Дитрих.– М.: Мир, 1981. – 456 с.
6. Мороз, В.І. Математичний запис задачі оптимізаційного проектування напіввагонів за критерієм мінімальної матеріалоемності [Текст]/ В.І. Мороз, О.В. Фомін // Зб. наук. праць.- Харків: УкрДАЗТ, 2009.- Вип. 111
7. Мороз, В.І., Формалізоване описання конструкції залізничних вантажних вагонів [Текст]/ В.І. Мороз, О.В. Фомін, // Зб.наук.праць 107. - Харків: УкрДАЗТ, 2009. - Вип. –С. 173-179.
8. Мороз, В.І. Блочно-ієрархічне описання конструкції напіввагонів виробництва ДП «Укрспецвагон» [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Фомін / Тези доповідей 69 Міжнародної науково-практичної конференції: «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» 2009 (21.05.2009-22.05.2009), Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ) 2009г. – С. 35,36.
9. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354с.

УДК 625.03:629.4.027.2.001.41.36

А.В. Донченко, В.В. Ільчишин, О.М. Білецький

ОЦІНКА ЯКОСТІ РУХУ ВІТЧИЗНЯНИХ ВІЗКІВ З НАВАНТАЖЕННЯМ 25 ТС/ВІСЬ

Відмінний стан, експлуатаційна якість залізничних колій та конструкційні якість візків є основними передумовами забезпечення безпечних ходових якостей рухомого складу. Високі динамічні якості вагона забезпечуються його ходовими частинами і досягаються в результаті тісного співробітництва проектних та науково-дослідних колективів з виробниками та експлуатаційними службами. В останній час в Україні та Російській Федерації проектними організаціями широко велись розробки візків для вантажних вагонів з навантаженням від колісної пари на рейки 25 тс. А як же готовність колійного господарства?

Тривалий час було протистояння колійної служби з вагонним господарством щодо підвищення осьових навантажень. На основі аналізу зарубіжного досвіду (в основному США) у галузі підвищення допустимих осьових навантажень (P_o) та теоретичних досліджень було встановлено, що сучасні конструкції колії з рейками Р65 і Р75 за своєю разовою міцністю забезпечують безпечний пропуск вагонів при $P_o = 23$ тс/вісь і $P_o = 25$ тс/вісь.

Цей зарубіжний досвід експлуатації колії при підвищених осьових навантаженнях неприпустимий для колій України за цілим рядом об'єктивних причин. Наприклад, в США частина вагонів та локомотивів експлуатується з навантаженням 24,5 і 27 тс/вісь і суцільна заміна рейок (близьких до вітчизняних типу Р65) проводиться при нормативному тоннажу в 200 млн.т брутто, що в 2,5 рази менше ніж на вітчизняних залізницях. Слідє аргумент, що зниження нормативу по тоннажу для рейок Р65 до норми 200 млн.т брутто на вітчизняних залізницях призведе до необхідності на вантажонапружених ділянках колій проводити суцільну заміну рейок через 2 роки, що неприпустимо навіть з організаційних міркувань. Тому можна зробити висновок, що вирішити проблему підвищення допустимих осьових навантажень рухомого складу на вітчизняних залізницях беручи за основу тільки зарубіжний досвід неможливо.

За даними [1] в результаті експериментальних досліджень, проведених ВНИИЖТ, отримана конкретна цифра (21 %) збільшення відмов рейок внаслідок підвищення осьового навантаження до 25 тс/вісь, і саме головне - доведена можливість безпечної експлуатації наявних типових конструкцій вагонів та колії при осьовому навантаженні 25 тс/вісь, так як ці конструкції проектувались з відповідним запасом міцності.

На даний час в Україні розроблені, пройшли попередні випробування та приймання міжвідомчою прийнятною комісією наступні конструкції двовісних візків з навантаженням від колісної пари на рейки 25 тс:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

- моделей 18-4129, 18-4129-01 – розробник ОКБ ТОВ „Софія-Інвест”;
- моделі 18-9817 (ICG Motion Control) – розробник ТОВ «Софія-Інвест» спільно з компанією «ASF-Keystone, INC.» (США);
- моделі 18-7033 – розробник ВАТ „Крюківський вагонобудівний завод”.

Попередні випробування дослідних зразків вищевказаних моделей візків з метою перевірки відповідності їх характеристик (показників) безпеки нормативним вимогам були проведені випробувальними підрозділами ДП „УкрНДІВ” (моделі 18-9817, 18-4129, 18-4129-01) та ДНУЗТ (модель 18-7033). Для визначення оптимального візка вантажного вагона за динамічними показниками з’явилась потреба у виконанні порівняльного аналізу якості руху візків.

В технічних вимогах до вантажних вагонів нового покоління [2] та Міждержавному стандарті ГОСТ 9246 [3] встановлені основні параметри візків, при цьому передбачена можливість їх різного конструктивного виконання. Таким чином стандартом передбачена можливість розробки конкурентних варіантів конструкцій візків з метою вибору оптимального.

Об’єктом досліджень (порівняльного аналізу) є динамічні якості напіввагонів:

- на візках моделей 18-4129 та 18-4129-01, виготовлених на ВАТ «Кременчуцький сталеливарний завод» згідно ТУ У 35.2-32073457-005:2008 «Візки двовісні моделі 18-4129 і моделі 18-4129-01» [4]. Дослідні зразки пройшли попередні ходові динамічні випробування у складі напіввагонів моделі 12-9745-01 (в якості еталона використовувався напіввагон моделі 12-9745 на візках моделі 18-100);

- на візках моделі 18-9817 (ICG Motion Control), адаптованих до умов експлуатації на залізницях України та Російської Федерації, і виготовлених на ВАТ «Кременчуцький сталеливарний завод» згідно ТУ У 35.2-32073457-008:2008 «Візок двовісний моделі 18-9817» [5]. Дослідні зразки пройшли попередні ходові динамічні випробування у складі напіввагонів моделі 12-9791 (в якості еталона використовувався напіввагон моделі 12-9790 на візках моделі 18-100);

- на візках моделі 18-7033, виготовлених на ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод» згідно ТУ У 35.2-05763814-071:2008 «Візок двовісний моделі 18-7033» [6]. Дослідні зразки пройшли попередні ходові динамічні випробування у складі напіввагонів моделі 12-7039 (в якості еталона використовувався напіввагон моделі 12-119 на візках моделі 18-100).

ОСНОВНІ КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ВІЗКІВ

Візки моделей 18-4129, 18-4129-01, 18-9817, 18-7033 мають однакове принципове конструкційне компонування по схемі триелементного візка: центральне ресорне підвішування розміщено на двох бокових рамах, об’єднаних надресорною балкою; бокові рами спираються на підшипники касетного типу колісних пар через пружні елементи та адаптери.

Візки моделей 18-4129 та 18-4129-01 мають подвійне ресорне підвішування: центральне, яке розміщується на двох бокових рамах і на яке спирається надресорна балка, та буксове, з пружними елементами шевронного типу, які розміщуються в кінцевих частинах (щелепних прорізах) бокових рам. Центральне ресорне підвішування виконано з двох комплектів по сім дворядних

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

гвинтових циліндричних пружин і вбудованих клинових фрикційних гасників коливань. Центральне ресорне підвішування має білінійну силову характеристику, яка реалізується шляхом використання пружин різної висоти. Буксове ресорне підвішування складається із пружних гумометалевих ресор шевронного типу, виконаних у вигляді відсіченої зверху багатогранної піраміди, основа якої залишається відкритою, а грані розташовані під кутом до поздовжньої осі бокової рами.

Бокові рами візків додатково з'єднані діагональними зв'язками з метою запобігання порушенню прямокутного контуру рами візка в плані і відносному «забіганню» бокових рам.

Візки моделей 18-4129 та 18-4129-01 відрізняються один від одного конструкцією клинового гасника коливань: у візка моделі 18-4129 контактні поверхні фрикційного клина і прорізи надресорної балки мають криволінійну форму, які забезпечують одноточковий контакт, а у візка моделі 18-4129-01 контактні поверхні фрикційного клина і прорізи надресорної балки мають плоску форму, яка забезпечує контакт по площині.

Візки моделі 18-9817 мають центральне ресорне підвішування з лінійною силовою характеристикою при експлуатаційних навантаженнях (від тари до брутто вагона). Центральне ресорне підвішування виконано з двох комплектів по дев'ять дворядних гвинтових циліндричних пружин і вбудованих клинових фрикційних гасників коливань. Пружини ресорного підвішування мають різну висоту у вільному стані. Фрикційні клини мають збільшену поверхню, що контактує з фрикційною планкою бокової рами, і кут нахилу поверхонь, що контактують з надресорною балкою складає $52,5^\circ$ відносно горизонталі.

Передача навантажень від рами візка на касетний підшипник колісної пари здійснюється через пружну прокладку (елемент) та «вузький адаптер», які забезпечують обмеження переміщень колісної пари відносно бокової рами.

Візки моделі 18-7033 мають центральне ресорне підвішування з білінійною силовою характеристикою, яка реалізується шляхом використання пружин різної висоти. Центральне ресорне підвішування виконано з двох комплектів по сім дворядних гвинтових циліндричних пружин і вбудованих клинових фрикційних гасників коливань.

Передача навантажень від рами візка на касетний підшипник колісної пари здійснюється через пружну прокладку адаптер (напівбуксу).

Основні параметри і розміри, характеристики ресорного підвішування візків наведені в табл. 1.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 1. Основні параметри і розміри, характеристики ресорного підвішування вітчизняних візків з навантаженням 25 тс/вісь

Параметр	Значення для візка моделі		
	18-4129, 18-4129-01	18-9817	18-7033
1 Маса візка у складеному стані, кг, не більше	5350	5000	5000
2 База візка, мм	1900	1850	1850
3 Відстань від рівня головок рейок до рівня опорної поверхні підп'ятникового місця у вільному стані, мм	831	857	813
4 Відстань між осями ресорних комплектів, мм	2036 ±6	2036 ±3	2036 ±6
5 Відстань між осями бокових ковзунів, мм	1524 ±6	1524 ±3	1524 ±4
6 Габарит за ГОСТ 9238 [4]	02-ВМ	02-ВМ	02-ВМ
7 Параметри ресорної підвіски*)			
7.1 Статичний прогин ресорного підвішування під масою тари вагона 25 т (центральный ступінь), мм:			
– повний прогин	20,3 (15,2)	52,9	17,5
– еквівалентний прогин	20,3 (15,2)	9,9	17,5
7.2 Статичний прогин ресорного підвішування під масою бруто вагона (центральный ступінь), мм:			
– повний прогин	79,2 (57,3)	97,3	63,7
– еквівалентний прогин	64,1 (42,2)	54,3	43,9
7.3 Різниця статичних прогинів ресорного підвішування під масою тари і під масою бруто вагона, мм	58,9	44,4	46,2
7.4 Вертикальна жорсткість ресорного підвішування візка (центральный ступінь), кН/м:			
– під тарою	4105 (5252)	8292	4275
– під бруто	7075 (10619)	8292	10280
7.5 Горизонтальна поперечна жорсткість ресорного підвішування (центральный ступінь), кН/м:			
– під масою тари вагона	4848 (6533)	4333	5463
– під масою бруто вагона	10506 (12932)	5908	12718
7.6 Розрахунковий коефіцієнт відносного тертя клинового гасника коливань:			
– під тарою	0,1	0,3	0,1
– під бруто	0,08	0,1	0,08

*) Значення прийняті відповідно до розрахунку ресорного підвішування розробника.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІЗКІВ

Вплив основних функціональних вузлів візка на якість руху напіввагонів оцінюється по ступеню відповідності динамічних показників зареєстрованих під час випробувань їх нормативним значенням [5], [6], [7].

Ходові якості вагона характеризуються наступними показниками:

- коефіцієнти вертикальної динаміки для обресорених та необресорених частин візка;
- рамна (бокова) сила в долях P_0 (H_p / P_0), від колісної пари на раму візка;
- коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейки;
- коефіцієнт запасу стійкості вагона від перекидання під час руху в кривих ділянках колії;
- прискорення вертикальні та горизонтальні (поперечні) шворневого вузла;
- прискорення вертикальні та горизонтальні (поперечні) рами візка.

Для більш повноцінного аналізу ходових якостей визначались також:

- вертикальний прогин центрального підвішування;
- горизонтальне переміщення візка відносно вагона (боковий віднос);
- кут вилання візка відносно вагона;
- поздовжні переміщення однієї боковини візка відносно іншої.

Проведені випробування підтвердили відповідність конструкцій візків моделей 18-4129, 18-4129-01, 18-9817, 18-7033 вимогам технічного завдання і прийняті МВК.

В результаті порівняння характеру динамічних процесів, отриманих в ході випробувань, відзначається наступне, для усіх візків значення коефіцієнтів вертикальної динаміки для обресорених та необресорених частин візка у вантажному режимі майже не відрізняються один від одного, і оцінка руху згідно нормативних вимог складає – „добре” та „відмінно” відповідно, а в порожньому режимі для візка моделі 18-4129 дані коефіцієнти мають значно більші значення, особливо при швидкостях більше 90 км/год, досягнувши допустимого значення. За даними показниками візок моделі 18-9817 знаходиться в найбільш комфортних умовах за оцінкою руху і характеризується стабільністю отриманих величин залежно від діапазону швидкості, що свідчить про правильний підбір характеристик ресорного підвішування як під тарою так і бруто вагона.

Стійкість руху являється відомою умовою при виборі параметрів ходових частин. Так як вантажні вагони на типових візках моделі 18-100 мають критичні швидкості нижче конструкційної особливо для порожнього режиму, то слідус, що динамічні якості вагонів та їх допустимі швидкості значно залежать від величин, характеризуючих нестійкий рух. А це перш за все конфігурація профілю колеса, яка змінюється в процесі зносу колеса, а також використання на заміну лінійного стандартного (ГОСТ 10791) профілю ІТМ-73 криволінійної форми, близької до напрацьованої уже в незношеному стані. Однією з причин поліпшення стійкості руху являється використання ковзунів постійного контакту між кузовом та надресорною балкою візка, сили тертя яких використовуються для демпфірування автоколивань вилання. Також впровадження конструкційних заходів, пов'язаних з обмеженням

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

переміщень колісної пари відносно бокової рами (модель 18-9817) та запобіганням порушенню прямокутного контуру рами візка в плані і відносному «забіганню» бокових рам (моделі 18-4129, 18-4129-01) дозволяє стабілізувати горизонтальну динаміку вагона.

Аналіз стійкості руху вагона оцінимо за результатами зміни величин рамних сил. Для зручності порівняння характеристик візків будемо розглядати величини коефіцієнтів горизонтальної динаміки (H_r / P_0). Процеси горизонтальної динаміки різних візків якісно відрізняються, і тільки для візків моделі 18-4129 та 18-4129-01 вони в усьому діапазоні швидкостей найменші („відмінна” бальна оцінка руху) та мають стабільний процес із збільшенням швидкості руху (>90 км/год). Можна відмітити, що для даного параметру впроваджені заходи щодо стабілізації руху вагона на більшості візках дали позитивний результат відносно типового візка-еталона моделі 18-100, за виключенням візка моделі 18-7033 у порожньому режимі при високих швидкостях руху (>110 км/год), де коефіцієнт горизонтальної динаміки перевищив допустиме значення.

Із даного процесу для візків моделі 18-7033 у порожньому режимі можна виділити дві ділянки - пологу ($40 \dots 100$ км/год), яка відповідає асимптотично стійкому руху та зростаючу (>100 км/год), яка відповідає швидкому росту рамних сил із збільшенням швидкості руху. Різкий ріст рамних сил наближає критичну швидкість ($V_{кр} = 115$ км/год), що підтверджується отриманим коефіцієнтом запасу стійкості колеса від сходу з рейки.

Такий характер зростання рамних сил зареєстровано в порожньому режимі для візка моделі 18-100 у діапазонах швидкостей ($70 \dots 90$ км/год) та (>110 км/год), і становиться загрозливим, а в той же час на візках моделей 18-4129 та 18-9817 спостерігається стабільний стан як для завантаженого так і порожнього режимів в усьому діапазоні швидкостей руху.

Діапазон швидкості (>110 км/год) для візків моделей 18-7033 та 18-100 відповідає автоколиванням з найбільшими амплітудами. Хоча і відмічається ріст рамних сил для візка моделі 18-9817, але автоколивань для нього не наблюдалося згідно графіка кута виляння.

Рівень коефіцієнтів горизонтальної динаміки для візків моделей 18-4129 („відмінна” бальна оцінка) та моделі 18-9817 знаходиться в допустимих нормах, але в 2 рази візок моделі 18-9817 („добра” бальна оцінка) перевищує величину значень даного показника у завантаженому режимі. Виходить, що така поведінка пов'язана з ефективністю встановлених на моделі 18-4129 діагональних зв'язків та постійного одноточкового контакту фрикційного клина з надресорною балкою. Вказані конструкційні заходи на візках моделі 18-4129 підтверджують свою доцільність у кривих ділянках колії, завдяки чому коефіцієнти запасу стійкості від сходу колеса з рейки мають запас (до 20 %) порівняно з іншими моделями.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Також в процесі коливань виляння колісні пари періодично зміщуються поперек колії до упору гребенів коліс в рейку. Вказані поперечні переміщення допускаються колійними зазорами приблизно на 30 мм у кожную сторону від осі колії. Відповідні кутові відхилення колісних пар відносно п'ятника складають усього $\pm 2^\circ$. Вони завдяки роботі центрального ресорного підвішування візка можуть і не передатись на надресорну балку і тоді пружні ковзуни не будуть гасити автоколивання виляння візків. Європейські вантажні візки Y-25 не мають пристроїв передачі виляння, але ресорне підвішування розташовується над буксами, і зазори між буксами, боковими рамами та надресорною балкою зведені до мінімуму. Тому автоколивання виляння приймаються надресорними балками і гасяться пружними ковзунами, що дозволяє реалізовувати швидкість вантажних поїздів до рівня конструкційної швидкості вагонів.

Оскільки на типових візках моделі 18-100 не реалізовано ні одного з указаних технічних рішень, маємо відповідний результат динамічних якостей. Під час руху вагона на прямих ділянках колії жорсткі ковзуни візка не прижаті до ковзунів кузова та не можуть гасити автоколивання виляння. Також добавляє свою негативну роль наявність експлуатаційних зазорів, які виникають від зносу клинів ресорних комплектів.

Вплив нестійкого руху вагонів з різними ходовими частинами на його динамічні якості легко проаналізувати, порівнюючи значення коефіцієнтів запасу стійкості колеса від сходу з рейки Kcx. Даний коефіцієнт для візка моделі 18-7033 гірший за еталон 18-100 у порожньому режимі. Зменшення Kcx пов'язано з виникненням автоколивань, обумовлених нестійким рухом вагона. Одним із очевидних негативних аспектів автоколивань є загроза сходу коліс з рейок через значні величини діючих сил, які багаторазово повторюються. Про загрозу втрати стійкості руху свідчать, наприклад, дані статті [8], у відповідності з якими більше 10 % щорічних аварій в США пов'язані з вилянням екіпажів. Виходячи із зазначеного, для проектування нових ходових частин для вантажного рухомого складу необхідно забезпечити перевищення критичної швидкості з точки зору стійкого руху над конструкційною на 20 - 30 %.

Що стосується такого показника як позовжні переміщення однієї боковини візка відносно іншої, то на погляд авторів, ефекту в зменшенні даної величини від впровадження різноманітних конструкційних рішень на усіх моделях візка не виявлено. Отримані величини перекликаються з візком-еталоном в діапазоні 5 - 8 мм для порожнього режиму, і приблизно на 2 мм менші в завантаженому режимі (діапазон значень 3 - 5 мм) для усіх швидкостей руху.

Аналізуючи результати отриманих в процесі експериментальних досліджень рівнів прискорень доречно відмітити наступне:

- для візка моделі 18-7033 прискорення як вертикальні так і поперечні горизонтальні шворневого вузла вказують на найбільш комфортний стан ходу як у

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

вантажному („добра” бальна оцінка руху) так і порожньому режимах („відмінна” бальна оцінка руху) в усьому діапазоні швидкостей. Їх значення майже в 2 рази менші за значення інших візків у порожньому режимі, що свідчить про правильно підібрані характеристики ресорних комплектів. Також необхідно звернути увагу на прискорення як вертикальні так і поперечні горизонтальні рам візка - у даному випадку уже рівні прискорень рами візка моделі 18-7033 гірші за інші моделі (і по значенням перевищують візок-еталон), але в межі допуску (45 - 80 % від нормативних величин);

- для інших візків (18-4129, 18-4129-01, 18-9817) показники прискорень перекликаються між собою, зберігають стабільність по усім діапазнам швидкостей руху і знаходяться на однаковому рівні з візком-еталоном 18-100 („добра” бальна оцінка руху для обресорених частин візка та „відмінна” для необресорених частин візка), за виключенням візка моделі 18-9817 щодо рівня вертикальних прискорень шворневого вузла, які перевищили значення візка-еталона на 20 - 60 % відповідно для порожнього та завантаженого режимів і на високих швидкостях наближаються до допустимих величин.

Аналізуючи процеси не нормованих показників, що також характеризують автоколивання вагона (кут виляння та горизонтальні переміщення візка відносно вагона, вертикальні прогини ресорного підвішування), можна стверджувати що візки моделі 18-9817 ведуть себе найбільш стабільно як у завантаженому так і порожньому режимах і мають мінімальні значення за цими показниками. Що стосується візків моделі 18-4129 та 18-4129-01, то вони у завантаженому режимі ведуть себе позитивно - майже на одному рівні з візками моделі 18-9817, а в порожньому – перевищують навіть величину візків-еталонів 18-100, характеризуючи нестабільну поведінку руху. З викладеного слідує необхідність конструкційного доопрацювання візків моделі 18-4129, а саме звернути увагу на доробку фрикційного клина, зменшення маси візка та вдосконалення ресорного підвішування.

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІЗКІВ ВІДНОСНО ЕТАЛОНА

Оскільки порівняльна оцінка кожного показника наведена між візками моделей 18-4129, 18-4129-01, 18-9817, 18-7033 відносно діючих нормативів, а візок-еталон моделі 18-100 представлений як середнє значення з усіх трьох випадків, то доцільно оцінити моделі візків відносно свого візка-еталона.

Згідно методичних даних, для оцінки загальної якості складних технічних пристроїв, використовується показник конкурентноздатності, що об'єднує значення і значимість кожного із різноманітних параметрів цих пристроїв. Однак важко враховувати умови експлуатації візків (їх обслуговування, ремонтпридатність, утримання та ремонт колії), які здійснюють значну роль при виборі оптимального варіанта і тим більше необхідні глибокі техніко-економічні дослідження по впровадженню візків. Враховуючи, що випробування напіввагонів на візках різних моделей проводились в умовах одного полігону, але відрізнялись часом проведення та відповідно зміною як стану колії так і кліматичних умов, для об'єктивної оцінки показника конкурентоздатності виробу забезпечена необхідна умова – одночасна реєстрація показників якості руху досліджуваного виробу та виробу, прийнятого в якості еталона.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

У такому випадку, можна використати комплексний інтегральний показник (Km) якості руху вагона на досліджуваних візках, який представляє собою середнє значення суми часних від ділення кожного із нормованих показників у заданому діапазоні швидкостей напіввагона з досліджуваними візками на відповідний показник візка-еталона моделі 18-100. Тоді наглядно можна проаналізувати динамічні якості кожного візка відносно свого еталона - у скільки разів той чи інший динамічний процес більший чи менший за значення еталона у всьому діапазоні експлуатаційних швидкостей як для вантажного так і порожнього режимів.

В результаті такого аналізу усі розглянуті моделі візків показали різноманітну поведінку динамічних показників порівняно з візком-еталоном моделі 18-100, тому оцінка проведена по самому небезпечному для вантажних вагонів показнику – коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок, і кращі характеристики у візка моделі 18-4129.

Висновки:

Ходові якості напіввагонів на усіх розглянутих моделях візків задовольняють нормативним вимогам у діапазоні швидкостей до 120 км/год при умові руху коліями відповідного стану.

За результатами порівняльного аналізу якості ходу напіввагонів на візках моделей 18-4129, 18-4129-01, 18-9817, 18-7033 у завантаженому та порожньому режимах слідує, що показники вертикальної динаміки напіввагона на візках моделі 18-9817 та горизонтальної динаміки напіввагона на візках моделей 18-4129 і 18-4129-01 кращі порівняно з візками інших моделей і задовольняють вимогам безпеки руху.

Порівняно з візком-еталоном моделі 18-100 усі розглянуті моделі візків показали різноманітну поведінку динамічних показників, та за оцінкою самого загрозливого для вантажних вагонів показника (коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок) – кращі характеристики у візка моделі 18-4129.

Ефекту в зменшенні „забігань” однієї боковини візка відносно іншої, від впровадження різноманітних конструкційних рішень, не виявлено, за виключенням візків моделі 18-4129 та 18-4129-01 до 50% у завантаженому режимі та до 30 % на малих швидкостях у порожньому режимі.

Наявність діагональних зв'язків та одноточкового контакту фрикційного клина з надресорною балкою на візку моделі 18-4129 ефективно впливає на горизонтальну динаміку вагона, та підтверджують свою доцільність при русі в кривих ділянках колії.

Впровадження на візках ковзунів постійного контакту між кузовом вагона та надресорною балкою візка стабілізує стійкість руху вагона завдяки демпфіруванню автоколивань виляння.

Доцільно провести глибокі техніко-економічні дослідження щодо вибору тієї чи іншої моделі візка для подальшого впровадження в експлуатацію найбільш оптимального візка.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Рекомендації:

З метою забезпечення безпеки руху візків моделей 18-4129, 18-4129-01, 18-9817, 18-7033 в експлуатації, враховуючи значний вплив зносу поверхні кочення (профілю) коліс на динамічні якості ходових частин рухомого складу, слідє вивчити це явище на даних моделях візків під час проведення випробувань із допустимо зношеними колесами.

Необхідно здійснювати контроль за візками розглянутих моделей під час експлуатаційних поїздок, і особливо за моделями 18-4129 та 18-4129-01 в частині надійності гумо-металевих виробів буксового підвішування.

Виходячи із факту готовності ходових частин до реалізації осьового навантаження 25 т/вісь з допустимим погонним навантаженням 9,5 т/м принципово важливим для перспективних умов експлуатації є використання можливостей габариту Тпр (ширше за габарит 1-Т на 150 мм та має висоту прямокутної частини 4500 мм, що на 500 мм більше, ніж у 1-Т) при розробці перспективних вантажних вагонів для перевезень, перш за все, вугілля.

Виходячи з перспективних ідей закладених у візки моделей 18-4129 та 18-4129-01 необхідно працювати над зменшенням маси візків, доробки конструкції фрикційного клина і вдосконалення ресорного підвішування.

При проектуванні ходових частин вантажних вагонів необхідно забезпечити перевищення критичної швидкості з точки зору стійкого руху над конструкційною на 20 - 30 %.

Враховуючи, що в даний час широко використовується профіль поверхні кочення коліс типу ІТМ-73, з метою його узаконення, доцільно рекомендувати авторам звернутися в ТК-83 „Вагони” щодо внесення відповідних змін до нормативних документів (ГОСТ, ДСТУ тощо).

ЛІТЕРАТУРА

1. Лысюк В.С. Результаты испытаний рельсов на долговечность // Промышленный транспорт XXI век. – 2005. - № 5/6. – с. 49-51.
2. Общие технические требования к грузовым вагонам нового поколения. МПС РФ, М., 2001. – с.23.
3. ГОСТ 9246-2004. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия.
4. ГОСТ 9238-83 Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм.
5. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: 1983.
6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: 1996.
7. РД 24.050.37-90 Вагоны грузовые и пассажирские магистральные. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. – М.: ГОС НИИВ, 1990.
8. Лир Ченг, Гарольд Харрисон, Райан Маквильямс. Влияние экипажей и его воздействие на деятельность Североамериканских железных дорог // Залізничний транспорт України. – 2007. - № 6. – с. 14-18.

УДК 629.4.077-592:001.891.5

А.П. Киницкая, М.И. Яланский, Т.В. Шелейко

АНАЛИТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОРЕЖИМОВ 265А-4 И 265А-4М

Представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований авторежимов 265А-4 и 265А-4М, приведены аналитические зависимости, позволяющие определить расчетным путем давление воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона.

Результаты экспериментальных, эксплуатационных и расчетных исследований свидетельствуют о том, что авторежим 265А-1, который изготавливается серийно и используется на вагонах, установленных на тележки 18-100, обеспечивает регулирование давления воздуха в тормозном цилиндре в пределах (60-70)% грузоподъемности вагона. Иными словами, в частично загруженном вагоне уже при прогибе рессорных комплектов под грузом (23-27) мм в тормозном цилиндре реализуется максимальное давление воздуха, которое должно быть при 100% загрузке вагона (при прогибе - (39-40) мм).

Необходимо отметить, что в настоящее время как в Украине, так и в РФ с целью улучшения ходовых характеристик грузовых вагонов тележки имеют увеличенный до (50-55) мм прогиб рессорных комплектов под грузом в сравнении с тележкой 18-100, которая имеет прогиб рессорных комплектов под грузом (39-40) мм. В связи с этим вопрос регулирования давления воздуха во всем диапазоне загрузки вагона возникает еще острее.

С целью расширения диапазона регулирования давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона созданы авторежимы 265А-4, и 265А-4М.

Основным различием представленных авторежимов является отличие функций зависимости хода сухаря от прогиба рессорных комплектов под грузом.

В авторежиме 265А-4 максимальный ход сухаря, допустимый конструкцией авторежима, достигается значительно раньше (при загрузке вагона существенно ниже 100% загрузки) максимального прогиба рессорных комплектов при 100% загрузке вагона. Это исключает возможность регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре во всем диапазоне загрузки вагона.

В авторежиме 265А-4М ход сухаря характеризуется полиномиальной функцией зависимости от хода демпфера, т.е. от прогиба рессорных комплектов под грузом с учетом зазора между упором авторежима и опорной балкой. Использование этой зависимости позволяет согласовать ход сухаря с прогибом рессорных комплектов под грузом таким образом, что обеспечивается возможность регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре во всем диапазоне загрузки вагона. Это обусловлено тем, что в конструкции авторежима 265А-4М предусмотрен регулировочный рычаг, который обеспечивает необходимый ход сухаря, заданный полиномиальной функцией зависимости от хода демпфера.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

С целью определения возможности регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре во всем диапазоне загрузки вагонов и обеспечения нормативных требований относительно отсутствия юзовых ситуаций при торможении как полностью, так и частично загруженных вагонов, осуществлены аналитические и экспериментальные исследования указанных авторежимов.

В процессе исследований одной из основных характеристик авторежимов принята величина давления воздуха в тормозном цилиндре, являющаяся функцией давления воздуха, поступающего в авторежим от воздухораспределителя, хода сухаря и регулирования авторежимов, характеризуемого расстоянием между точкой опоры рычага на сухарь и точкой опоры штока нижнего поршня пневматического реле на рычаг.

Кроме того, весомой характеристикой авторежимов также есть диапазон регулирования давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от загрузки вагона, характеризуемый величиной прогиба рессорных комплектов под грузом (или степенью загрузки вагона), при котором давление воздуха в тормозном цилиндре равняется давлению воздуха, поступающего в авторежим от воздухораспределителя.

Анализ принципа действия авторежимов показывает, что величину давления воздуха в тормозном цилиндре можно определить из условия равновесия рычага, который опираясь на сухарь воспринимает силы от нижнего и верхнего поршней пневматического реле, обусловленные давлением сжатого воздуха, который входит в авторежим от воздухораспределителя и выходит из авторежима в тормозной цилиндр, и силами пружин, которые действуют на нижний и верхний поршни.

Рассмотрев условия равновесия рычага с учетом основных характеристик верхнего и нижнего поршней, их пружин, расстояния между точками контакта с рычагом штоков поршней и величины сжатия пружин при торможении после некоторых преобразований и вычислений получена аналитическая зависимость для определения величины давления сжатого воздуха, поступающего в тормозной цилиндр:

$$p_{ца} = \frac{L_p \cdot (6,11 - 0,126 \cdot p_{цв}) + L_n (27,826 \cdot p_{цв} + 7,36)}{27,57 \cdot (L_p - L_n)}, \quad (1)$$

$$L_n = L_o + L_c, \quad (2)$$

$$\text{для авторежима 265A-4} \quad L_c = L_{ДР} \quad (3)$$

$$\text{для авторежима 265A-4М} \quad L_c = f(L_{ДР}), \quad (4)$$

$$L_{ДР} = f_{np} - z \quad (5)$$

где $p_{ца}$ - давление сжатого воздуха, поступающего в тормозной цилиндр от авторежима, кгс/см²;

$p_{цв}$ - давление сжатого воздуха, поступающего в авторежим от воздухораспределителя, кгс/см²;

L_p - расстояние между точками приложения сил, действующих на рычаг, см;

L_n - расстояние между точкой опоры рычага на сухарь и точкой приложения сил, действующих на нижний поршень для груженого вагона, см;

L_o - то же для порожнего вагона, см;

L_c - ход сухаря, обусловленный ходом демпфера, см;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

L_d - ход демпфера, обусловленный прогибом рессорных комплектов под грузом, см;

f_{np} - разность статических прогибов рессорных комплектов груженого и порожнего вагона, т. е. прогиб рессорных комплектов под грузом, см;

z - зазор между упором авторежима и опорной балкой авторежима, см.

С целью сопоставления определенных по аналитическим зависимостям (1) - (5) величин давления воздуха в тормозном цилиндре с полученными при испытаниях авторежимов проведены экспериментальные и расчетные исследования, по результатам которых приведены графические зависимости давления воздуха, поступающего в тормозной цилиндр $p_{ца}$, от прогиба рессорных комплектов под грузом f_{np} при использовании авторежимов 265А-4 (рис.1) и 265А-4М (рис.2).

Указанные авторежимы предусмотрено использовать на вагонах, имеющих тележки с увеличенным прогибом рессорных комплектов под грузом. В связи с этим выбор функции $L_c = f(L_d)$ для авторежима 265А-4М, осуществлен с учетом характеристик тележки 18-7020, прогиб рессорных комплектов которой под грузом при 100% загрузке вагона (при статической нагрузке от колесной пары на рельс $q = 23,5$ тс) равен 5,27 см (рис. 3).

Графические зависимости, приведенные на рис. 1 и 2, подтверждают удовлетворительную сходимость экспериментальных (точечные значения 3, 4 на рис. 1 и 1, 2 на рис. 2) и определенных по аналитическим зависимостям (кривые 1, 2 на рис. 1 и 3, 4, 5, 6 на рис. 2).

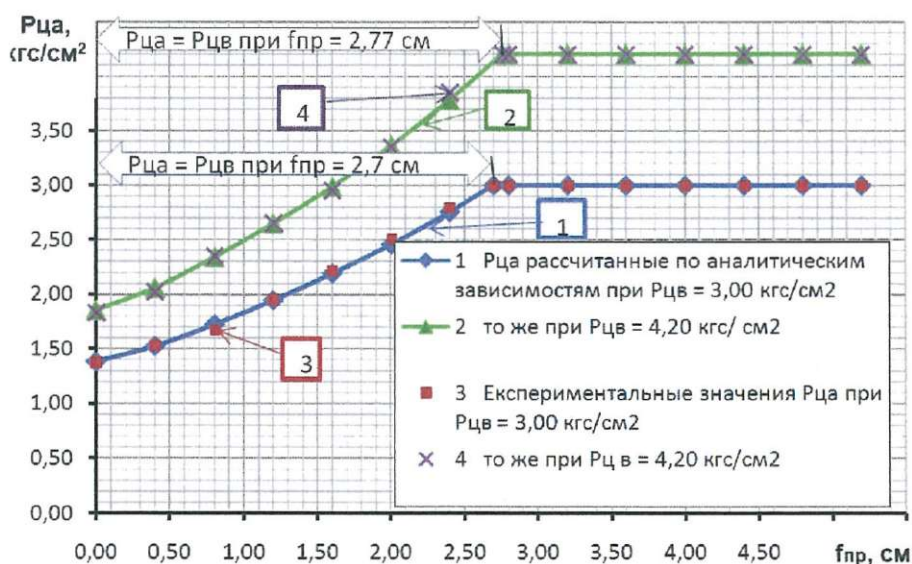


Рис. 1. Зависимость давления воздуха в тормозном цилиндре от прогиба рессорных комплектов под грузом при использовании авторежима 265А-4

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

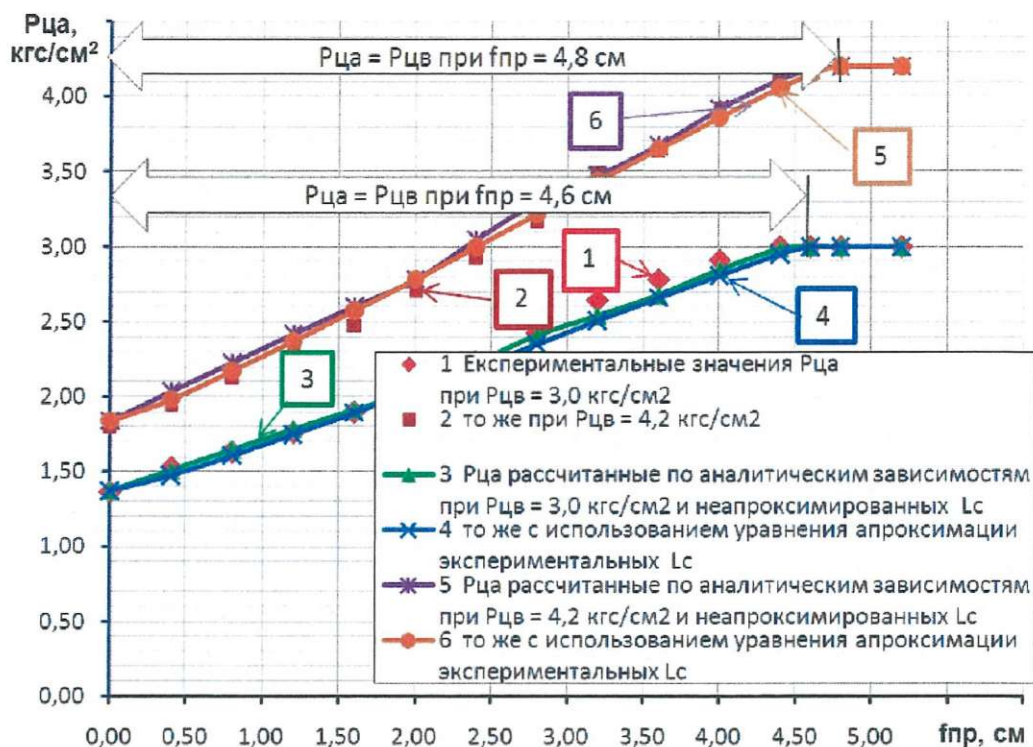


Рис. 2. Зависимость давления воздуха в тормозном цилиндре от прогиба рессорных комплектов под грузом при использовании авторежима 265А-4М

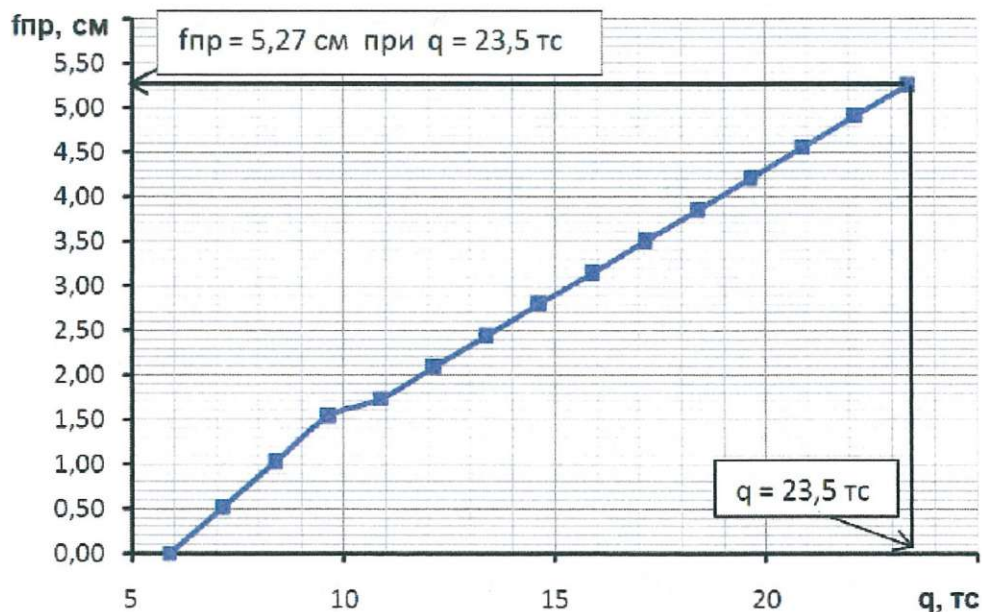


Рис. 3. Зависимость прогиба рессорных комплектов под грузом от нагрузки от колесной пары на рельсы

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Кроме того, из рис. 1 видно, что при использовании авторежима 265А-4 регулировка давления воздуха в тормозном цилиндре заканчивается при достижении прогиба рессорных комплектов при среднем режиме торможения 2,7 см ($P_{ца} = P_{це} = 3,0$ кгс/см²), при груженом – 2,77 см ($P_{ца} = P_{це} = 4,2$ кгс/см²), т.е. регулировка давления осуществляется до достижения загрузки, соответствующей 53 % грузоподъемности вагона.

При использовании авторежима 265А-4М регулировка давления воздуха в тормозном цилиндре заканчивается при достижении прогиба рессорных комплектов под грузом 4,6 см при среднем и 4,8 см при груженом режимах торможения (соответственно $P_{ца} = P_{це} = 3,0$ кгс/см² и $P_{ца} = P_{це} = 4,2$ кгс/см²), т.е. регулировка давления воздуха заканчивается при достижении загрузки, соответствующей (87-91)% грузоподъемности вагона. Результаты исследования подтвердили возможность расширения диапазона регулировки давления воздуха в тормозном цилиндре до необходимой величины при использовании авторежима 265А-4М.

Анализ графических зависимостей, приведенных на рис. 1 и 2, показывает, что экспериментальные и определенные по аналитическим зависимостям значения давления воздуха, поступающего в тормозной цилиндр, удовлетворительно согласуются. Это позволяет использовать аналитические зависимости в процессе расчетных исследований по оценке характеристик авторежимов и соответствия их нормативным требованиям.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

АВТОРИ СТАТЕЙ ВИПУСКУ

Атлас Максим Вікторович - інженер-технолог КП "Київський метрополітен".

Білаш Володимир Павлович начальник бюро вагонобудування ДП "Укрспецвагон".

Білецький Олександр Михайлович старший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Бондарєв Сергій Володимирович - завідувач лабораторії ДП "УкрНДІВ".

Візняк Руслан Іванович кандидат технічних наук, доцент кафедри "Вагони" УкрДАЗТ.

Водянніков Юрій Яковлевич кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Гаврилов Сергій Анатолійович завідувач групи ДП "УкрНДІВ".

Донченко Анатолій Володимирович кандидат технічних наук, професор, член-кореспондент Транспортної Академії України, директор ДП "УкрНДІВ".

Ігнатів Георгій Сергійович головний конструктор ВАТ "КВБЗ".

Ільчишин Василь Васильович завідувач відділом ДП "УкрНДІВ".

Киницька Ганна Петрівна кандидат технічних наук, старший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Литвин Володимир Олександрович представник компанії RDS ЮАР.

Ловська Олена Олександрівна аспірант кафедри "Вагони" УкрДАЗТ.

Мороз Володимир Ілліч доктор технічних наук, професор, завідувач кафедрою «Механіка і проектування машин» УкрДАЗТ.

Мурчков Сергій Володимирович інженер ДП "УкрНДІВ".

Ольгард Надія Тимофіївна завідувач групи ДП "УкрНДІВ".

Павлюченков Михайло Васильович аспірант кафедри "Будівельна механіка та гідравліка" УкрДАЗТ.

Подзоров Віталій Олександрович заступник завідувача лабораторії ДП "УкрНДІВ".

Распопін Валерій Романович завідувач лабораторії ДП "УкрНДІВ".

Речкалов Владислав Сергійович науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Сафронов Олександр Михайлович молодший науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Середа Володимир Андрійович завідувач групи ДП "УкрНДІВ".

Сидоренко Костянтин Васильович начальник технічного відділу ДП "Укрспецвагон".

Снітко Людмила Юрївна завідувач групи ДП "УкрНДІВ".

Ткачов Валерій Іванович завідувач лабораторії ДП "УкрНДІВ".

Троцький Михайло Васильович завідувач відділом лабораторії ДП "УкрНДІВ".

Угніч Олександр Анатолійович начальник відділу міцністних розрахунків Проектно-конструкторського управління ВАТ "КВБЗ".

Фомін Володимир Вікторович директор ДП «Укрспецвагон».

Фомін Олексій Вікторович аспірант кафедри «Механіка і проектування машин» УкрДАЗТ.

Чебуров Сергій Анатолійович науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Шелейко Тетяна Володимирівна науковий співробітник ДП "УкрНДІВ".

Яланський Михайло Іванович завідувач лабораторії ДП "УкрНДІВ".

