

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.423.027.23-027.45

О. М. БОНДАРЄВ^{1*}, О. Є. КРИВЧИКОВ¹, Д. О. ЯГОДА¹, В. С. БОНДАРЄВА¹,
В. В. РЯДКОВСЬКИЙ²

^{1*}Каф. «Будівельна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 08, ел. пошта onildpps@gmail.com

¹Каф. «Будівельна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 08, ел. пошта onildpps@gmail.com

²Державна адміністрація залізничного транспорту України, вул. Тверська, буд. 5, Київ, Україна, 03680

ТЕОРЕТИЧНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ МІЦНОСТІ СЕРЕДНІХ ПОПЕРЕЧНИХ БАЛОК РАМ ВІЗКІВ ПРИЧІПНИХ ВАГОНІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ ЕР9М, ЕР9Е

Мета. Метою роботи є визначення чинників, які можуть сприяти появі тріщин у середніх поперечних балках рам візків причіпних вагонів, та розробка заходів із покращення показників міцності цих рам. **Методика.** Для досягнення поставленої мети були проведені наступні роботи: обстеження технічного стану несучих конструкцій рам візків причіпних вагонів; вимірювання твердості матеріалу за Брінеллем; визначення оцінки границь витривалості матеріалу середньої поперечної балки; проведення експериментальних випробувань із визначення рівнів зусиль та напружень, які створюються у вказаних балках в умовах експлуатації; розробка розрахункових моделей для теоретичного визначення рівнів напружень у середній поперечній балці; моделювання як звичайних, так і нештатних умов експлуатаційної навантаженості. **Результати.** На підставі аналізу отриманих результатів виявлено ситуації, при яких створюються найбільші рівні напружень; розроблено заходи з покращення показників міцності середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів. **Наукова новизна.** На підставі експериментальних та теоретичних досліджень виконано наукове супроводження робіт щодо розробки заходів із покращення показників міцності середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів. **Практична значимість.** Розроблені заходи з покращення показників міцності передані спеціалістам Укрзалізниці для їх впровадження під час виконання ремонтів електропоїздів указаних серій.

Ключові слова: розрахункові моделі; теоретичні розрахунки; електропоїзди ЕР9М; електропоїзди ЕР9Е; візки; поперечна балка; показники міцності; причіпні вагони

Вступ

Під час виконання деповських ремонтів вагонів електропоїздів серій ЕР9М, ЕР9Е у обсязі ПРЗ були випадки виявлення тріщин у середніх поперечних балках рам візків причіпних вагонів. З метою встановлення чинників, які можуть викликати утворення тріщин, було прийнято рішення про здійснення теоретично-експериментальних робіт з визначення рівнів навантажень та напружень, що

виникають у середніх поперечних балках рам візків причіпних вагонів в умовах експлуатації.

Мета

Метою роботи є визначення чинників, які можуть викликати утворення тріщин у середніх поперечних балках рам візків причіпних вагонів, та розробка заходів з покращення показників міцності цих балок.

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Методика

Для досягнення поставленої мети в ході виконання роботи спочатку було проаналізовано умови експлуатації несучих конструкцій рухомого складу [2]; далі здійснено обстеження технічного стану несучих конструкцій рам візків причіпних вагонів. Наступним етапом було вимірювання величини твердості за Брінеллем та визначення оцінки границь витривалості матеріалу середньої поперечної балки [5]; проведення експериментальних випробувань з визначення рівнів зусиль та напружень, які утворюються у вказаних балках в умовах експлуатації. Після цього розроблено розрахункові моделі [4, 7] для теоретичного визначення рівнів напружень у середній поперечній балці та моделювання як звичайних, так і нештатних умов експлуатаційної навантаженості.

Результати

На рис. 1 наведено загальний вигляд електропоїзда серії EP9M та дослідного вагона 548-05 моторвагонного депо Фастів Південно-Західної залізниці.

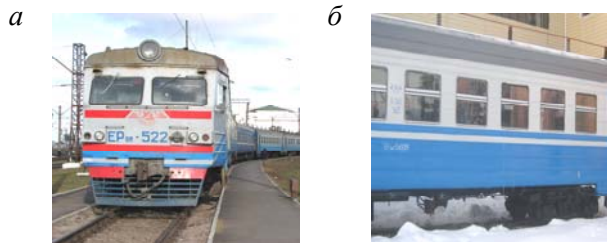


Рис. 1. Загальний вигляд електропоїзда серії EP9M (а) та причіпного вагона зав. № 548-05 (б)

Конструкція візка причіпного вагона (КВЗ-ЦНИИ) [1, 3, 10] (рис. 2) безщелепна на підшипниках кочення з гідравлічними гасниками коливаль у центральному підвішуванні. Вона складається з рами, чотирьох буксових підвішувань, двох колісних пар, центрального підвішування, важільно-гальмової передачі. Величина статичного прогину ресорного підвішування становить 200 мм при вазі брутто.

На рис. 3 вказано розташування місць утворення тріщин у поперечній балці рами візка причіпного вагона. Вони з'явилися на бічних стінках і мають довжину приблизно 40 мм, а на верхній полиці – 60 мм.

Працівники моторвагонного депо Фастів повідомили про те, що тріщини спостерігалися

також і в інших перерізах рами. Місця утворення цих тріщин відмічено точками У10, У11.

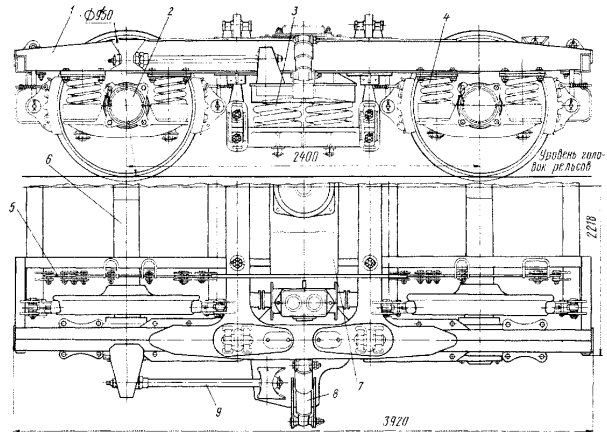


Рис. 2. Загальний вигляд візка причіпного вагона



Рис. 3. Розташування місць утворення тріщин у поперечній балці рами візка причіпного вагона зав. № 58 електропоїзда серії EP9M

З метою встановлення причин утворення вказаних тріщин спочатку було виконано роботу з визначення оцінки границі витривалості матеріалу середніх поперечних балок рами візка. Для цього було виконано вимірювання твердості. На рис. 4 вказано місця на поперечній балці, у яких вимірювалася твердість.

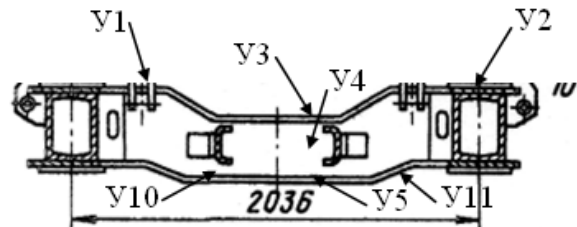


Рис. 4. Місця вимірювання твердості матеріалу балки

У табл. 1 наведено середні значення твердості НВ за Брінеллем для матеріалу поперечної балки в вказаних точках та їх середньоквадратичні відхилення.

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Таблиця 1

Значення твердості та їх середньоквадратичні відхилення S_{HB}

Показник	№ точки						
	У1	У2	У3	У4	У5	У10	У11
НВ	163	175	130	104	119	169	151
S_{HB}	3,3	2,2	3,4	1,6	2,9	3,7	4,5

Границі витривалості у вказаних точках визначаємо за співвідношенням, наведеним у [5], яке було запропоноване для рам візків електропоїздів серії EP1, EP2: $\sigma_{-1} = 1,65 \cdot HB \pm 70$, МПа

У табл. 2 наведено значення оцінки границь витривалості матеріалу середньої поперечної балки рами візка причіпного вагона електропоїзда серії EP9M (вагон зав. № 584-05)

Таблиця 2

Оцінка границь витривалості матеріалу середньої поперечної балки рами візка, МПа

Показник	№ точки						
	У1	У2	У3	У4	У5	У10	У11
σ_{-1} (min)	199	219,8	145	101	126	207	179
σ_{-1} (max)	339	358	285	241	266	347	319

Для технічної діагностики рухомого складу можуть застосовуватися також і методи комп'ютерної графіки [8, 11, 12].

Метою проведення динамічних міцнісних випробувань було визначення рівня навантаженості та показників міцності середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів електропоїзда серії EP9M в умовах експлуатації під час руху в режимах тяги, вибігу та гальмування з різними швидкостями по прямих ділянках колії, у кривих середніх ($350 \text{ м} < R_c < 650 \text{ м}$) та великих ($R_b > 650 \text{ м}$) радіусів і по стрілочних переводах [2, 3, 6].

На рис. 5 наведено схему розташування вимірювальних пристроїв, а на рис. 6–7 місця їх встановлення.

За допомогою датчиків У1-У11 вимірювалися динамічні складові напружень; R11, R12 –

динамічні складові вертикальних зусиль у буксовому ступені підвищування; R1, R2 – динамічні складові вертикальних зусиль у центральному підвищуванні; H_{B1} , H_{BH1} , H_{B2} , H_{BH2} – динамічні складові горизонтальних поперечних рамних зусиль.

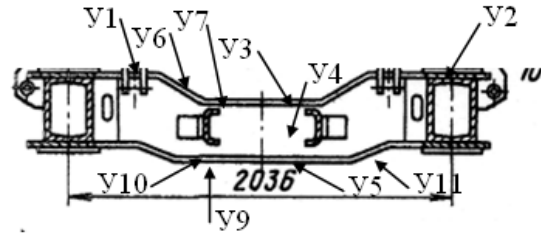


Рис. 5. Схема розташування тензорезисторів для вимірювання напружень

Після встановлення вимірювальних пристроїв у приміщенні цеху з ремонту моторвагонного рухомого складу депо було виконано статичні випробування. При цьому було визначено жорсткісні характеристики пружинних комплектів надбуксового та центрального підвищувань, а також статичні складові напружень від ваги кузова.

Статичні складові напружень $\sigma_{ст}$, МПа у середній поперечній рамі візка від ваги кузова для відповідних точок становлять:

У1.....	4,80
У2.....	1,20
У3.....	0,30
У4.....	1,18
У5.....	1,30
У6.....	1,24
У7.....	1,00
У8.....	2,00
У9.....	4,40
У10.....	2,20
У11.....	2,40

Очевидно, що найбільші напруження від дії ваги кузова виникають у точках У1 та У9.

Методику розрахунків високоміцних пружин наведено в роботі [9].

Аналіз залежностей динамічних складових напружень від швидкості руху, отриманих під час виконання дослідних поїздок електропоїздом приміського сполучення на напрямках Фастів–Київ, Київ–Фастів, виявив, що зростання напружень спостерігається в діапазонах швидкості руху 40–60 км/год. Найбільш напруженими є точки У4, У9, У10, У1. Подібне

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

спостерігається і для динамічних складових зусиль у надбуксовому та центральному підвішуваннях, а також для горизонтальних поперечних рамних зусиль. У міру зростання швидкості руху відбувається зростання зусиль у режимах тяга та гальмування на прямих ділянках колії.



Рис. 6. Місця встановлення тензорезисторів

Для визначення найбільших динамічних значень напружень та зусиль було складено відповідну таблицю (табл. 3). У табл. 4 наведено найбільші значення вимірених та сумарних напружень, які було отримано експериментально.



Рис. 7. Місця встановлення пристроїв для вимірювання динамічних складових вертикальних та горизонтальних поперечних рамних зусиль

Найбільші напруження виявлено в точках У4 – 34,8 МПа, У9 – 28,6 МПа, У10 – 25,4 МПа, У1 – 27,4 МПа. Дані табл. 4 свідчать про те, що в більшості точок найбільші рівні напружень утворювалися в режимі тяги в кривих ділянках колії, а найменші – при рухові на вибігу в прямих. Звернемо увагу на те, що одна з тріщин була виявлена в зоні, розташованій навколо точки У3. У цій точці порівняно з іншими, крім точки У5, складові найбільших напружень менші та дорівнюють 9,8 МПа. Можна зробити припущення, що причиною утворення тріщини в поперечній балці рами причіпного візка № 58 міг бути заводський дефект (дефект зварювальних робіт, наявність дефектів у листі вертикальної стінки) або виникнення нештатної ситуації.

Таблиця 3

Найбільші значення динамічних складових напружень та зусиль

Режим руху*	У1, МПа	У2, МПа	У3, МПа	У4, МПа	У5, МПа	У6, МПа	У7, МПа	У8, МПа	У9, МПа	У10, МПа	У11, МПа	Н, кН	Р11, кН	Р2, кН
Т, криві	18,7	18,5	9,8	33,7	8,4	20,2	12,6	16,8	22,9	23,2	19,9	19,6	21,9	39,3
Т, прямі	14,9	3,9	2,9	3,9	4,0	10,7	4,9	9,9	14,9	9,7	7,7	2,9	16,6	36,6
В, криві	20,8	7,1	3,2	4,4	5,4	20,4	8,1	14,1	24,2	16,7	14,5	6,9	16,8	34,0
В, прямі	11,7	3,7	2,3	3,0	3,6	10,1	3,7	8,3	14,3	9,3	7,7	3,2	15,2	27,2
Г, криві	22,6	8,0	2,7	4,5	5,2	17,4	7,5	11,8	23,1	16,5	12,6	41,9	20,3	48,0
Г, прямі	16,0	6,5	3,9	3,6	5,4	13,8	6,3	10,7	19,6	14,0	10,9	3,5	25,4	44,6
МАХ	22,6	18,5	9,8	33,7	8,4	20,4	12,6	16,8	24,2	23,2	19,9	19,6	25,4	44,6

*Режим руху: Т – тяга, В – вибіг, Г – гальмування.

Найбільші значення експериментально виміряних та сумарних напружень

Показник	Точка										
	У1	У2	У3	У4	У5	У6	У7	У8	У9	У10	У11
$\sigma_{ст\ MAX}$, Па	4,8	1,2	0,3	1,1	1,3	1,2	1,0	2,0	4,4	2,2	2,4
$\sigma_{д\ MAX}$, МПа	22,6	18,5	9,8	33,7	8,4	20,4	12,6	16,8	24,2	23,2	19,9
$\sigma_{р\ MAX}$, МПа	27,4	19,7	10,1	34,8	9,7	21,6	13,6	18,8	28,6	25,4	22,3

Працівниками моторвагонного депо Фастів під час виконання ремонту була виявлена рама візка причіпного вагона з тріщиною, розташованою навколо точок У10, У11.

Наведені результати показують, що під час здійснення ремонтних робіт необхідно виконувати діагностування методами неруйнівного контролю стану середніх поперечних балок у зонах точок У1, У2, У6, У9, У10, У11.

З аналізу результатів експериментальних досліджень бачимо, що в середній поперечній балці зростання рівнів навантажень та напружень відбувалося під час руху в кривих ділянках колії та в режимі гальмування.

Для виконання числового моделювання експлуатаційних умов і визначення навантажень враховувалися такі чотири пункти:

1. Динамічні додатки до вертикальних зусиль, що діють на раму візка від ваги кузова, враховувалися за допомогою коефіцієнта вертикальної динаміки в другому ступені підвішування $K_{дц}$. Відповідно до вимог Норм [6] $K_{дц} = 0,2$. В окремих випадках, залежно від стану ресорного підвішування, гасників коливань, колії, а також від швидкості руху, значення коефіцієнта вертикальної динаміки в другому ступені підвішування може бути більшим ніж 0,2. Для розрахунків як найменше значення приймалося $K_{дц} = 0,2$, а найбільше – $K_{дц} = 0,5$.

2. Динамічна складова горизонтального навантаження становить $H = 0,45 Q_{ст}$, де $Q_{ст}$ – статичне навантаження на колісну пару [6].

3. Під час проходження колісних пар візка в кривих ділянках колії навантаження в буксових вузлах матиме кососиметричний характер. При вході в криву з відведенням підвищення зовнішньої рейки може становити до 6,7 % [6]. У такій ситуації додаткове навантаження на буксу буде змінюватися до 4,5 кН. Для оцінки впливу нерівномірності навантаженості буксових вузлів на напружений стан несучих конс-

трукцій рам візків було прийнято, що додатки динамічних навантажень у буксових вузлах можуть досягати значень у діапазоні 5...15 кН.

4. Під час гальмування додатково до вищевказаних зусиль у вузлах шарнірного закріплення гальмових колодок прикладалися зусилля 4,15 кН, а на кожний упор середніх поперечних балок діяли зусилля по 16,6 кН, що відповідало найбільш гострому режиму гальмування при швидкості руху 20 км/год.



Рис. 8. Модель рами візка

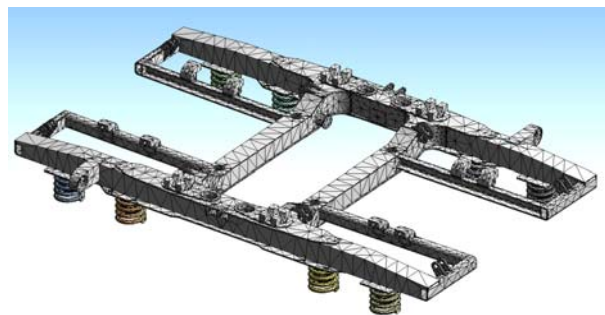


Рис. 9. Розрахункова скінченно-елементна схема рами візка

Для визначення напружень було використано сучасний метод виконання розрахунків на міцність, жорсткість та стійкість – це метод скінченних елементів [4]. Для проведення таких розрахунків спочатку було створено модель рами візка (рис. 8) [7].

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

На підставі створеної моделі було розроблено розрахункову скінченно-елементну схему [4], яка складається з пластинчатих скінчених елементів та нараховує 142 576 вузлів і 69 634 елементів (рис. 9).

На рис. 10 показано місця прикладання навантажень при моделюванні різних умов експлуатації.

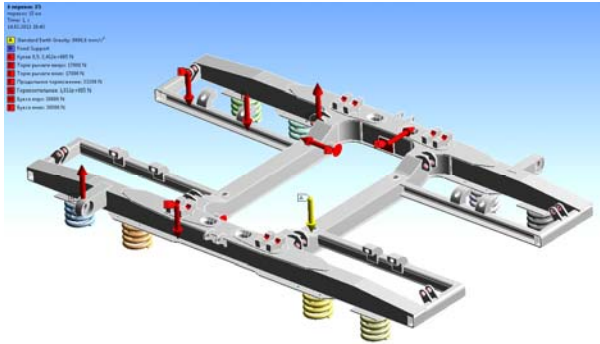


Рис. 10. Місця прикладання навантажень при моделюванні умов експлуатації

З метою забезпечення продовження експлуатації рам візків причіпних вагонів, у яких можливо утворення тріщин у середніх поперечних балках, працівниками моторвагонного депо Фастів Південно-Західної залізниці, фахівцями ДНДЦ УЗ та КЕВРЗ було розроблено варіант ремонту шляхом встановлення накладок на їх бічні стінки (рис. 11).

З метою оцінки впливу заходів модернізації було проведено розрахунки з визначення напруженого стану основних елементів несучих конструкцій рами візка у випадку, коли на поперечні середні балки рами візка причіпного вагона в місцях пошкодження встановлено підсилювальні накладки. На рис. 12 показано модель рами візка з встановленими підсилювальними накладками. У цьому випадку скінченно-елементна розрахункова схема має 146 080 вузлів та 71 708 елементів [4].

У табл. 5 наведено результати числових розрахунків для моделювання різних умов експлуатації, а саме вказані найбільші рівні напружень та місця їх виникнення.

У табл. 6 для порівняння наведено найбільші напруження, які утворюються в середній поперечній балці у двох варіантах: базова конструкція та підсилена бічною накладкою. При цьому було розглянуто режими руху як в прямих, так і в кривих ділянках колії (рух на вибі-

гу; гальмування) за яких відбувається перерозподіл вертикального навантаження між колесами колісних пар візка. Різниця в навантаженості становить 5, 10 та 15 кН.

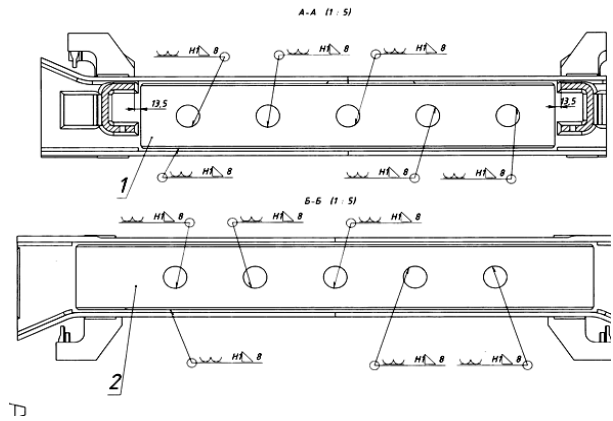


Рис. 11. Розташування підсилювальної накладки на середній поперечній балці

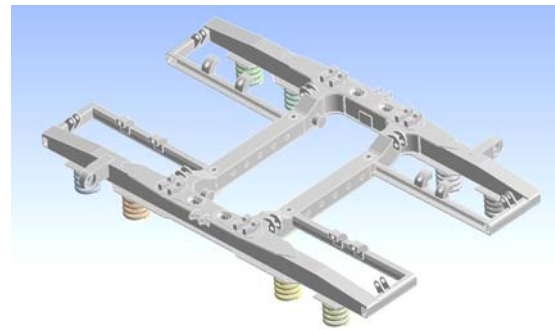


Рис. 12. Модель рами візка з підсилювальними накладками

З аналізу результатів табл. 5 видно, що встановлення підсилювальної накладки не дає очікуваного ефекту під час руху електропоїзда в кривих як на вибігу, так і в режимі гальмування. Але за умови її встановлення спостерігається покращення напружено-деформованого стану під час руху на вибігу та при гальмуванні в прямих ділянках колії, а також у випадках, коли відбувається перерозподіл навантажень на колеса колісних пар. Зниження значень напружень для режиму руху в прямих та перекус становить близько 20 %.

З метою оцінки впливу встановлення підсилювальної накладки на напружений стан в перерізі утворення тріщини було виконано числові розрахунки моделювання різних режимів руху електропоїзда. У табл. 7 наведено результати відповідних розрахунків.

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Таблиця 5

Значення найбільших напружень у поперечній та поздовжній балках рами візка

Режим та умови руху	Місце утворення найбільших напружень		Найбільші значення напружень, МПа	
	Поперечна балка	Поздовжня балка	Без підсилення	З підсиленням
Рух у прямій, Кдц = 0,5	На верхніх полицках поперечної балки в зоні її примикання до поздовжньої балки	–	12,5	9,8 На нижній полицці
	–	Навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування	98,8	–
Рух у кривій, Кдц = 0,5	На верхніх полицках поперечної балки в зоні її примикання до поздовжньої балки	–	60,1	61,6 На верхній полицці
	–	Навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування (у зоні поперечного упора)	141,9	–
Гальмування в прямій Кдц = 0,5	На нижніх полицках поперечної балки в зоні її примикання до поздовжньої балки	–	33,1	12,1 На верхній та нижній полицках
	–	Навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування (у зоні поперечного упора)	104,5	–
Гальмування в кривій Кдц = 0,5	На верхніх полицках поперечної балки в зоні її примикання до поздовжньої балки	–	62,6	62,3 На верхній та нижній полицках
	–	Навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування (у зоні поперечного упора)	127,6	–
Перекид $\Delta F = 15$ кН	У зоні примикання поперечної балки до поздовжньої на верхній та нижній полицка в місці заокруглення	–	87,4	70,7 На верхній та нижній полицках
	–	Навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування (у зоні поперечного упора)	154,3	–

Таблиця 6

Найбільші значення напружень у середній поперечній балці

Режим руху	Найбільші напруження, МПа		Зменшення найбільших напружень, %
	Базовий варіант	Підсилення накладками	
Рух у прямих	12,5	9,8	21,6
Рух у кривих	59,0	59,0	0,0
Гальмування в прямих	36,7	12,1	67,0
Гальмування в кривих	62,6	62,6	0,0
Перекіс	87,4	70,7	19,1

Таблиця 7

Значення напружень у середній частині середньої поперечної балки, отриманих у результаті числового моделювання різних режимів руху електропоїзда

Режим руху	Верхня полицка σ , МПа		σ_{y3} , МПа		σ_{y4} , МПа		σ_{y5} , МПа	
	Базовий варіант	Підсилення накладкою	Базовий варіант	Підсилення накладкою	Базовий варіант	Підсилення накладкою	Базовий варіант	Підсилення накладкою
Пряма	1,14	1,70	0,27	0,17	0,27	0,17	0,27	0,17
Крива	7,40	7,00	0,70	0,40	0,70	0,40	0,70	0,40
Крива, гальмування	7,20	7,20	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
Перекіс $\Delta F = 10$ кН	30,10	9,36	15,5	9,36	30,10	9,36	8,20	9,36
Перекіс $\Delta F = 15$ кН	32,30	11,10	32,30	11,10	32,30	11,10	9,20	11,10

Для виявлення причин, які можуть впливати на процеси, що призводять до утворення тріщин, було проведено вимірювання твердості матеріалу середньої поперечної балки рами візка причіпного вагона та виконано оцінку значень границі витривалості. Найменша величина границі витривалості зафіксована у точці У4 та становить 101,3 МПа. У точках У3 і У11, де були виявлено тріщини, границі витривалості становлять 145 МПа і 150,8 МПа відповідно. При цьому пошкодження, які можуть призводити до утворення мікротріщин і надалі до руйнування, будуть відбуватися у випадках, коли амплітуда змінних напружень перевищить значення $0,5 \sigma_{-1}$ [9].

Статичні складові напружень від ваги кузова у точках, де були виявлені тріщини, становлять: У3 – 0,3 МПа, У4 – 1,08 МПа, У11 – 2,42 МПа.

З аналізу результатів експериментальних досліджень можна зробити висновки, що найбільш напруженими виявилися точки У4 – 33,7 МПа, У9 – 24,2 МПа, У10 – 23,2 МПа, У1 – 22,6 МПа. Найбільше значення динамічних складових напружень у точці У3 – 9,8 МПа.

Аналіз результатів числових розрахунків моделювання різних режимів руху показав, що найбільші значення напружень створюються під час руху в кривих, у разі гальмування, в умовах проходження перехідних кривих та при незадовільному стані колії.

Під час руху в кривих ділянках колії найбільші напруження в поперечній балці у базовому варіанті та з підсиленням накладкою на бічній поверхні при значенні коефіцієнта динамічності $K_{дц} = 0,2$ становлять відповідно 58,8 та 59,9 МПа, а в поздовжній балці найбільші напруження – 131 МПа. Якщо $K_{дц} = 0,5$, то ці напруження дорівнюють 60,1, 61,6 та 141,9 МПа відповідно.

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

У процесі гальмування в прямих ділянках колії в поперечній балці в базовому варіанті та з підсиленням найбільші напруження становлять відповідно 36,7 та 10,5 МПа, а у поздовжній балці найбільші напруження в зоні поперечного упора – 85,2 МПа. Якщо $K_{дц} = 0,5$, то ці напруження дорівнюють 33,1, 12,1 та 104,5 МПа відповідно.

Під час гальмування в кривих ділянках колії і якщо значення коефіцієнта динамічності $K_{дц} = 0,2$ в поперечній балці у базовому варіанті та з підсиленням найбільші напруження становлять відповідно 59,8, 60,6 МПа, а у поздовжній балці найбільші напруження в зоні поперечного упора – 127,6 МПа. Якщо $K_{дц} = 0,5$, то ці напруження дорівнюють 62,6, 62,3 та 127,6 МПа відповідно.

Внаслідок неоднакової навантаженості коліс колісних пар під час руху в перехідних кривих або в разі незадовільного стану колії, умовно можна вважати, що створюється перекісна навантаженість. Було отримано, що в зоні примикання поперечної балки до поздовжньої у базовому та у варіанті підсилювання на верхніх та на нижніх полицях (точки У9, У11) в місці заокруглення найбільші рівні напружень ставили при $\Delta Q = 10$ кН – 73,3 та 66,6 МПа; при $\Delta Q = 15$ кН 87,4 та 70,7 МПа. На верхній полиці поздовжніх балок навколо отворів проходження серг балки центрального підвішування (у зоні поперечного упора) найбільші напруження дорівнюють 138,4 МПа при $\Delta Q = 10$ кН та 154,3 МПа при $\Delta Q = 15$ кН.

Найбільше впливає на створення рівня напруженого стану середньої поперечної балки нерівномірність розподілу навантажень між колесами колісних пар у вертикальній площині. При суттєвому перевищенні перерозподілу навантажень на колесах колісних пар у середній поперечній балці максимальні напруження на нижніх полицях (точки У9, У11) в місці заокруглення не перевищують 87,4 МПа. При цьому мінімальна величина границі витривалості дорівнює 150,8 МПа.

На підставі результатів експериментальних досліджень отримано, що найбільші напруження, які створюються у звичайних умовах експлуатації електропоїздів серій ЕР9М в середніх поперечних балках рам візків досягають 33,7 МПа.

Наукова новизна та практична значимість

На підставі експериментальних та теоретичних досліджень виконано оцінку напруженого стану та умов навантаження середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів, виконаний науковий супровід робіт щодо розробки заходів з покращення показників міцності середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів. У більшості розглянутих умов руху електропоїзда установка підсилювальних накладок приводить до зменшення найбільших напружень.

Найбільші значення напружень для поперечних середніх балок у базовому їх варіанті менші небезпечних рівнів. Отримані результати дають підставу зробити висновки про те, що найбільш імовірними причинами створення тріщин є, по-перше, дефекти, які були допущені під час виготовлення рам візків, а по-друге, створення нештатних ситуацій експлуатаційної навантаженості рами візка. Заключним етапом цієї роботи була розробка заходів, які мають виконуватися під час експлуатації електропоїздів вказаних серії. Спеціалістами Укрзалізниці надано технічне рішення щодо впровадження цих заходів під час виконання ремонтів.

Висновки

Виконано: обстеження технічного стану несучих конструкцій рам візків дослідного причіпного вагона № 548-05 електропоїзда серії ЕР9М моторвагонного депо Фастів Південно-Західної залізниці; вимірювання твердості матеріалу за Брінеллем в дослідних точках рами візка; оцінку границь витривалості матеріалу середньої поперечної балки; експериментальні випробування з визначення рівнів зусиль та напружень, які створюються у вказаних балках в умовах експлуатації; розроблено розрахункові моделі для теоретичного визначення рівнів напружень у середній поперечній балці; здійснено моделювання як звичайних, так і нештатних умов експлуатаційної навантаженості.

На підставі аналізу отриманих результатів виявлено ситуації, у яких створюються найбільші рівні напружень; розроблено заходи з покращення показників міцності середніх поперечних балок рам візків причіпних вагонів.

Наведені результати показують, що під час виконання ремонтних робіт слід звертати увагу

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

на необхідність проведення діагностування методами неруйнівного контролю стану поперечних середніх балок в зонах розташування точок У1, У2, У10, У11, У9, У6.

У випадках, коли під час обстежень та виконання ремонтних робіт будуть виявлятися тріщини в середніх поперечних балках на середині так, як це було виявлено в рамі візка зав. № 58, то слід виконувати підсилення балки за рахунок встановлення бічних накладок або накладок на верхню полицю за схемою, наведеною на рис. 11.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вагоны: Проектирование, устройство и методы испытаний / под ред. Л. Д. Кузьмича. – М. : Машиностроение, 1978. – 376 с.
2. Горобец, В. Л. Анализ эксплуатационной нагрузки несущих конструкций подвижного состава в задачах продления сроков его эксплуатации / В. Л. Горобец, А. М. Бондарев, В. М. Скобленко // Вісн. Дніпропет. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 35. – Д., 2010. – С. 10–16.
3. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / под ред. А. А. Хохлова. – М. : МИИТ, 2001. – 160 с.
4. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 542 с.
5. Методика оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава. – К. : Гос. администрация ж.-д. трансп. Украины, ДИИТ, 1998. – 51 с.
6. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М. : ВНИИЖТ РФ, 1997. – 147с.
7. Потемкин, А. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС – 3D / А. Потемкин. – СПб : БХВ - Петербург, 2005. – 512 с.
8. Пулария, А. Л. Применение методов компьютерной графики при технической диагностике подвижного состава железных дорог / А. Л. Пулария, М. Е. Сердюк // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 34. – Д., 2010. – С. 61–64.
9. Вершинский, С. В. Расчет вагонов на прочность / С. В. Вершинский. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с.
10. Руководство по устройству электропоездов серии ЕД9М, ЕД9Т, ЕР9П. – М. : Центр Коммерч. Разраб., 2005. – 128 с.
11. Carlson, B. Image interpolation and filtering / B. Carlson // IEEE Trans. on ASSP. – 2000. – Vol. 26, № 4. – P. 257–261.
12. Li, X. New edge directed interpolation / X. Li, T. Orchard // IEEE Trans. on Image Processing. – 2001. – Vol. 10, № 10. – P. 1521–1527.
13. Huber, R. Berechnen hochleistungsfähiger Schraubenfedern / R. Huber, J. Gratzner // Maschinenwelt und Elektronik. – 1964. – № 1. – P. 8–14.

А. М. БОНДАРЕВ^{1*}, А. Е. КРИВЧИКОВ¹, Д. А. ЯГОДА¹, В. С. БОНДАРЕВА¹,
В. В. РЯДКОВСКИЙ²

^{1*}Каф. «Строительная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 08, эл. почта onildpps@gmail.com

¹Каф. «Строительная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 08, эл. почта onildpps@gmail.com

²Государственная администрация железнодорожного транспорта Украины, ул. Тверская, д. 5, Киев, Украина, 03680

ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ СРЕДНИХ ПОПЕРЕЧНЫХ БАЛОК РАМ ТЕЛЕЖЕК ПРИЦЕПНЫХ ВАГОНОВ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ ЕР9М, ЕР9Е

Цель. Целью работы является определение факторов, которые могут способствовать возникновению трещин в средних поперечных балках рам тележек прицепных вагонов, и разработка мероприятий по улучшению показателей прочности этих рам. **Методика.** Для достижения поставленной цели были проведены следующие работы: обследование технического состояния несущих конструкций рам тележек прицепных вагонов; измерение величины твердости материала по Бринеллю; выполнение оценки предела выносливости материала средней поперечной балки; испытания по определению уровней усилий и напряжений, которые

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

создаются в указанных балках в условиях эксплуатации; разработки расчетных моделей для теоретического определения напряжений в средней поперечной балке; моделирование как обычных, так и нестандартных условий эксплуатационной нагруженности. **Результаты.** На основании анализа полученных результатов выявлены ситуации, при которых создаются наибольшие уровни напряжений; разработаны мероприятия по улучшению показателей прочности средних поперечных балок рам тележек прицепных вагонов. **Научная новизна.** На основании экспериментальных и теоретических исследований выполнено научное сопровождение работ по разработке мероприятий улучшения показателей прочности средних поперечных балок рам тележек прицепных вагонов. **Практическая значимость.** Разработанные мероприятия по улучшению показателей прочности переданы специалистам Укрзалізничці для их внедрения во время выполнения ремонтов электропоездов указанных серий.

Ключевые слова: расчетные модели; теоретические расчеты; электропоезда ЭР9М; электропоезда ЭР9Е; тележки; поперечная балка; показатели прочности; прицепные вагоны

O. M. BONDAREV^{1*}, O. E. KRYVCHYKOV¹, D. A. YAGODA¹, V. S. BONDAREVA¹,
V. V. RYADKOVSKIY²

^{1*}Dep. «Structural Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel./fax +38 (056) 793 19 08, e-mail onildpps@gmail.com

¹Dep. «Structural Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel./fax +38 (056) 793 19 08, e-mail onildpps@gmail.com

²The State Administration of Railway Transport in Ukraine, Tverska St., 5, Kyiv, Ukraine, 03680

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF STRENGTH INDICES OF BOGIE FRAME TRANSOMS FOR TRAILING CARS OF ELECTRIC TRAINS ER9M, ER9E

Purpose. The article objectives are to identify the factors, which can contribute to the formation of cracks and to develop the measures on improving the strength indices of bogie frame transoms of trailing cars. **Methodology.** In order to achieve these objectives, in performing the work it was conducted the inspection of the technical condition of supporting structures for bogie frames of trailing cars; measured the Brinell hardness numbers and estimated the endurance limits of transom material; tested on determination of the levels of efforts and stresses being created in the specified transoms under operation; developed the computational models for the theoretical determination of stress levels in the transom by simulating both normal and abnormal conditions of operating loading. **Findings.** Based on the analysis of results obtained: the situations with the highest stress levels were found; the measures on improving the strength indices of bogie frame transoms of trailing cars were developed. **Originality.** Based on the experimental and theoretical studies, the scientific monitoring of works to develop the measures on improving the strength indices of bogie frame transoms of trailing cars was carried out. **Practical value.** The developed measures on improving the strength indices were passed to professionals of Ukrzaliznytsia to introduce the proposed activities during the repairs of electric trains of specified series.

Keywords: computational models; theoretical calculations; electric trains ER9M and ER9E; bogies; strength indices; trailing cars

REFERENCES

1. Kuzmich L.D. *Vagony: Proyektirovaniye, ustroystvo i metody ispytaniy* [Cars: Designing, device and test methods]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1978. 376 p.
2. Gorobets V.L., Bondarev A.M., Skoblenko V.M. Analiz ekspluatatsionnoy narabotki nesushchikh konstruktsiy podvizhnogo sostava v zadachakh prodleniya srokov yego ekspluatatsii [Analysis of operational developments bearing structures of the rolling stock in the problems of extension of its operation]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2010, issue 35, pp. 10-16.
3. Khokhlov A.A. *Dinamika passazhirskogo vagona i puti modernizatsii telezhki KVZ-TsNII* [The dynamics of a passenger car and the ways of a bogie KVZ-TsNII modernization]. Moscow, MIIT Publ., 2001. 160 p.

ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

4. Zenkevich O. *Metod konechnykh elementov v tekhnike* [Finite elements method in engineering]. Moscow, Mir Publ., 1975. 542 p.
5. *Metodika otsenki ostatochnogo resursa nesushchikh konstruksiy tyagovogo podvizhnogo sostava* [Procedure of assessing the residual life of supporting structures of the traction rolling stock]. Kyiv, State Administration of Ukrainian Railway Transport, DIIT Publ., 1998. 51 p.
6. *Normy rascheta i otsenki prochnosti nesushchikh elementov i dinamicheskikh kachestv ekipazhnoy chasti motorvagonnogo podvizhnogo sostava zheleznykh dorog MPS RF kolei 1520 mm* [Rules for calculating and assessing the strength of supporting elements and dynamic qualities of the vehicle part of the motorized railcar rolling stock in Russian Federation, Ministry of Railways, wheel gauge 1,520 mm]. Moscow, VNIIZhT (RF) Publ., 1997. 147p.
7. Potemkin A. *Tverdotelnoye modelirovaniye v sisteme KOMPAS – 3D* [Solid modeling in the KOMPAS-3D package]. Saint Petersburg, BKhV Publ., 2004. 512 p.
8. Pulariya A.L., Serdyuk M.Ye. *Primeneniye metodov kompyuternoy grafiki pri tekhnicheskoy diagnostike podvizhnogo sostava zheleznykh dorog* [The application of computer graphics methods in technical diagnostics of railway rolling stock]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazaryana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2010, issue 34, pp. 61-64.
9. Vershinskiy S.V. *Raschet vagonov na prochnost* [Strength calculation of rail cars]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1971. 432 p.
10. *Rukovodstvo po ustroystvu elektropoyezdov serii YeD9M, YeD9T, YeR9P* [Manual on design of electric trains of series ED9M, ED9T, ER9P]. Moscow, Tsentr Kommercheskikh Razrabotok Publ., 2005. 128 p.
11. Carlson, B. Image interpolation and filtering. *IEEE Transaction on ASSP*, 2000, vol. 26, no. 4, pp. 257-261.
12. Li X., Orchard T. New edge directed interpolation. *IEEE Transaction on Image Processing*, 2001, vol. 10, no. 10, pp. 1521-1527.
13. Huber R., Gratzler J. Berechnen hochleistungsfähiger Schraubenfedern. *Maschinenwelt und Elektronik*, 1964, no. 1, pp. 8-14.

Стаття рекомендована до публікації к.т.н. доц. А. Л. Пуларією (Україна); к.т.н. доц. О. Д. Жаковським (Україна)

Надійшла до редколегії 06.09.2013

Прийнята до друку 17.10.2013