

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.424.023.1"401.1"

О. М. БОНДАРЕВ<sup>1\*</sup>, В. Л. ГОРОБЕЦЬ<sup>1</sup>, С. В. МЯМЛІН<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>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

<sup>1</sup>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

<sup>2</sup>Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 03, ел. пошта sergeymyamin@gmail.com

### МЕТОДИ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ З ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ

**Мета.** Метою роботи є науково обґрунтоване впровадження напрацьованих методик у виконання робіт із подовження призначеного терміну служби одиниць тягового та моторного рухомих складів промислового транспорту. **Методика.** Для досягнення поставленої мети було проведено аналіз напрацьованих методик із подовження призначеного терміну служби тягового та моторного рухомих складів магістрального транспорту; напрацьовані методики під час вирішення питань щодо подовження призначеного терміну експлуатації одиниць рухомого складу було адаптовано відповідно до тепловозів ТГМ6А та тягових агрегатів типу ОПЕ1А. **Результати.** На підставі комплексу проведених експериментальних та теоретичних досліджень отримано результати, які надали підставу для визначення можливості використання напрацьованих методик у вирішенні питань із подовження призначеного терміну експлуатації одиниць рухомого складу зосовно тепловозів ТГМ6А та тягових агрегатів типу ОПЕ1А. **Наукова новизна.** На основі експериментальних і теоретичних досліджень виконано наукове супроводження робіт, що забезпечить подовження призначеного строку служби тягових та моторних одиниць промислового рухомого складу. **Практична значимість.** Розроблено технічні рішення із заходами, які мають виконуватися під час експлуатації в межах подовженого призначеного терміну служби тягових та моторних одиниць промислового рухомого складу підприємств, на яких використовуються тепловози та тягові агрегати.

**Ключові слова:** візки; кузови; розрахункові моделі; експериментальні дослідження; теоретичні розрахунки; тепловози ТГМ6А; тягові агрегати ОПЕ1А; показники міцності

#### Вступ

На всіх підприємствах металургійної галузі України технологічні процеси, поставка готової продукції замовникам, шляхом вивозу її залізничним транспортом на колії примикання магістрального транспорту Укрзалізниці, переважно забезпечується тепловозами серій ТГМ4 та ТГМ6. Загальний парк на провідних підприємствах на-

ближається до ста одиниць. Ці тепловози були виготовлені переважно у вісімдесятих роках минулого сторіччя з призначеним 25-річним терміном експлуатації на підприємствах на території Росії. Подібне спостерігається і у гірнично-збагачувальних комбінатах з тяговими агрегатами серій ПЕ2М та ОПЕ1А виробництва на ДП «НВК Електровозобудування», м. Дніпропетровськ.

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Вказаний призначений термін експлуатації встановлювався при суттєво завищених значеннях коефіцієнтів запасу міцності та передбачав, що протягом вказаного терміну повинна відбутися заміна парку рухомого складу на нові одиниці, які за техніко-економічними показниками мали відповідати вимогам. На сьогодні більшість вказаних одиниць вичерпали призначений термін служби, і тому вони всі повинні були пройти переосвідоцтво на придатність до подальшої експлуатації. Необхідність у приділенні підвищеної уваги до технічного стану таких одиниць рухомого складу, як несучі конструкції візків та кузовів пов'язана з їхнім суттєвим впливом на безпеку руху. До того ж з часом зменшується показники втоми матеріалу елементів конструкцій, збільшується рівень навантажень, що відповідно впливає на стан колій промислових підприємств.

**Мета**

Метою роботи є науково обґрунтоване впровадження напрацьованих методик у виконання робіт з подовження призначеного терміну служби одиниць тягового та моторного рухомого складу промислового транспорту.

**Методика**

Здійнено аналіз напрацьованих методик з подовження призначеного терміну служби тягового та моторвагонного рухомого складу магістрального транспорту [1–3, 8]; адаптовано напрацьовані методик стосовно вирішення питань з подовження призначеного терміну експлуатації одиниць рухомого складу тепловозів ТГМ6А [1, 14] та тягових агрегатів типу ОПЕ1А [10].

Наприкінці ХХ сторіччя фахівцями Дніпропетровського інституту інженерів залізничного транспорту (сьогодні ДНУЗТ) спільно з спеціалістами Південмашу за замовленням Укрзалізниці було розроблено методологію та виконано комплекс робіт, які стали основою встановлення переліку заходів при визначенні залишкового ресурсу основних несучих конструкцій моторвагонного та тягового рухомого складу з вичерпаним призначеним терміном експлуатації [2, 8, 12].

На підставі розроблених та затверджених методик з заходами, що вирішують питання поетапного подовження терміну служби оди-

ниць рухомого складу магістральних залізниць України [1], за замовленням провідного металургійного підприємства, було виконано комплекс робіт стосовно подовження строку служби парку тепловозів серії ТГМ6А [14].

**Результати**

Нижче наведено основні результати досліджень з визначення напружено-деформованого стану та показників втоми матеріалу несучих конструкцій рам візків та кузова тепловозів ТГМ6А [14].

На рис. 1 наведено загальний вигляд тепловоза ТГМ6А зі складом вантажних вагонів, а на рис. 2, 3 – місця розташування вимірювальних пристроїв.



Рис. 1. Загальний вигляд тепловоза ТГМ6А з рухомим складом з вантажних вагонів

Fig. 1. General view of TGM6A locomotive with freight car train

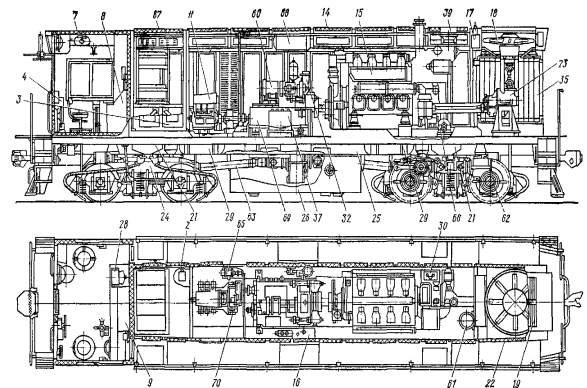


Рис. 2. Основні елементи несучих конструкцій та обладнання тепловоза ТГМ6А

Fig. 2. Basic elements of supporting structures and equipment of TGM6A locomotive

Під час проведення випробувань було застосовано 12 способів для визначення вертикальних

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

зусиль, що діють на рами візків та кузова, а також 18 – для визначення напружень в найбільш навантажених точках рам візків та кузова.

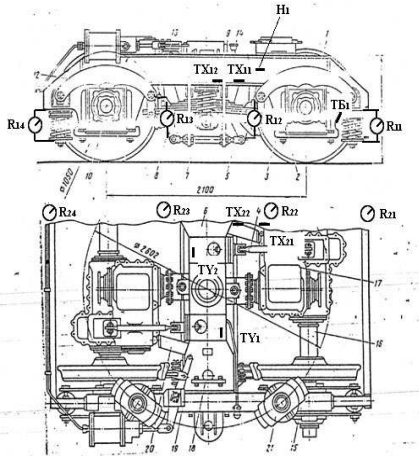


Рис. 3. Розташування вимірювальних пристроїв на рамі візка

Fig. 3. Position of measuring devices on bogie frame

На рис. 4–7 наведено залежності від швидкості руху найбільших напружень, виміряних у дослідних поїздах по прямих, в кривих ділянках колії, а також по стрілочних переводах.

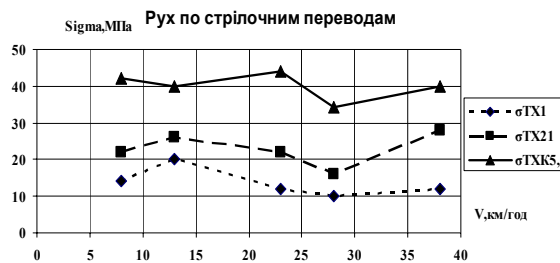


Рис. 4. Найбільші напруження при русі по стрілочних переводах

Fig. 4. Maximal stresses when moving in turnouts

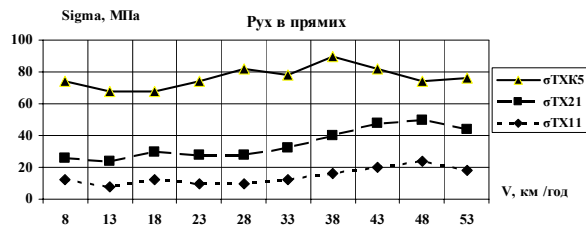


Рис. 5. Найбільші напруження при русі в прямих ділянках колії

Fig. 5. Maximal stresses when moving in straight track sections

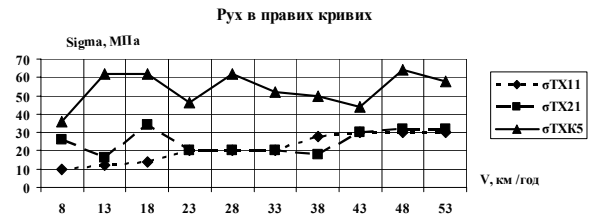


Рис. 6. Найбільші напруження при русі в кривих

Fig. 6. Maximal stresses when moving in curves

З наведених залежностей отримано, що істотний вплив на рівень напружень мають криволінійні ділянки колії. Досить великі складові напружень виникають у перерізах в місцях установки домкратів на поздовжніх балках бічного обшивання, що викликає необхідність посилення цих перерізів з метою зниження рівнів напружень.

Для оцінки впливу складу вантажних вагонів на рівень навантаженості несучих конструкцій тепловоза було здійснено відповідну дослідну поїздку. При цьому склад поїзда було сформовано з 25 завантажених піввагонів, тепловоза ТГМ6А та вагона – лабораторії ДНУЗТа. Загальна вага поїзда складала 2 270 т.

На рис. 7–8 наведено найбільші напруження в елементах несучих конструкцій рами візка та кузова при русі у складі поїзда.

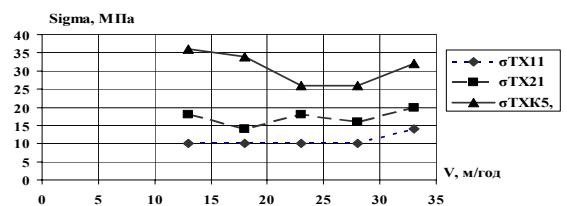


Рис. 7. Найбільші напруження при русі в прямих ділянках колії

Fig. 7. Maximal stresses when moving in straight track sections

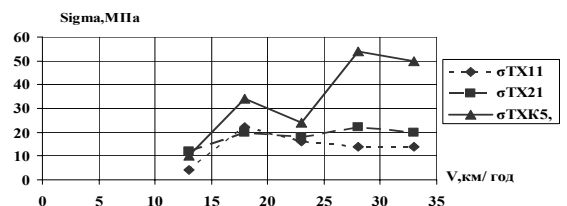


Рис. 8. Найбільші напруження при русі в кривих

Fig. 8. Maximal stresses when moving in curves

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Порівняння рівнів напружених станів елементів несучих конструкцій виявило, що найбільша навантаженість в основних елементах несучих конструкцій рам візків та рами кузова формується при поїздах по внутрішньозаводських коліях під час вивозу шлаку у відвал. Тому при визначенні коефіцієнтів запасу міцності режим руху зі складом завантажених піввагонів у тій кількості, яка знаходиться в роботі при забезпеченні технологічних циклів, напружений стан цього режиму можна не враховувати.

На рис. 9–10 наведено зміни коефіцієнтів динаміки горизонтальних поперечних рамних зусиль, зусиль у надбуксовому підвішуванні та зусиль взаємодії рами кузова та рами візка залежно від швидкості руху при рухові у складі поїзда.

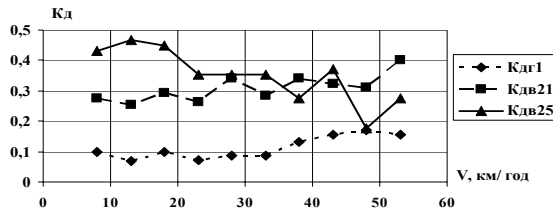


Рис. 9. Зміна коефіцієнтів динаміки горизонтальних поперечних рамних та вертикальних зусиль при рухові в прямих ділянках колії

Fig. 9. Change of horizontal dynamic coefficients of transverse and vertical frame forces when moving in straight track sections

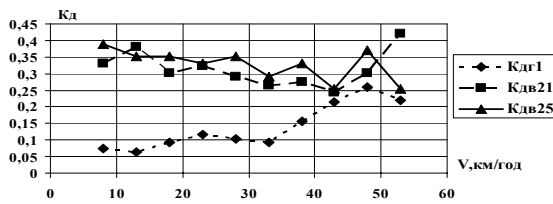


Рис. 10. Зміна коефіцієнтів динаміки горизонтальних поперечних рамних та вертикальних зусиль при рухові в кривих ділянках колії

Fig. 10. Change of horizontal dynamic coefficients of transverse and vertical frame forces when moving in curved track sections

З наведених на рис. 9–10 результатів маємо, що в робочому діапазоні швидкостей руху тепловозів ТГМ6А значення коефіцієнтів динаміки в більшості випадків перевищують нормативні показники [9].

Для виконання міцносних розрахунків елементів несучих конструкцій рами кузова здійс-

нено статистичну обробку значень зусиль, які створюються у автозчепному пристрої  $S_a$ . На рис. 11–12 наведено розподіл густин ймовірностей створення найбільших значень розтягуючих та стискаючих зусиль.

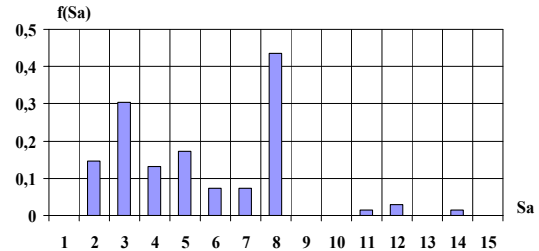


Рис. 11. Розподіл густин ймовірностей розтягуючих зусиль з боку автозчепу в умовах експлуатації

Fig. 11. Probability density distribution of tensile efforts from the coupling during operation

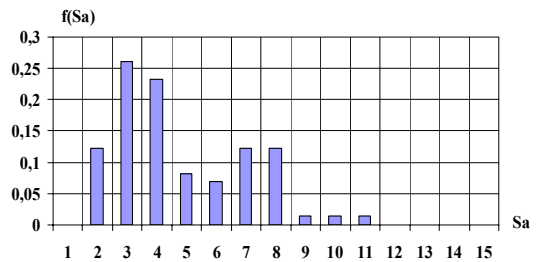


Рис. 12. Розподіл густин ймовірностей стискаючих зусиль з боку автозчепу в умовах експлуатації

Fig. 12. Probability density distribution of compressing efforts from the coupling in operation

На основі креслярських документів несучих конструкцій кузова тепловоза було створено її твердотільну модель [11] та розрахункову скінченно-елементну схему [5, 6] (рис. 13). Розроблена скінченно-елементна схема складається з 2 310 пластинчатих скінченних елементів.

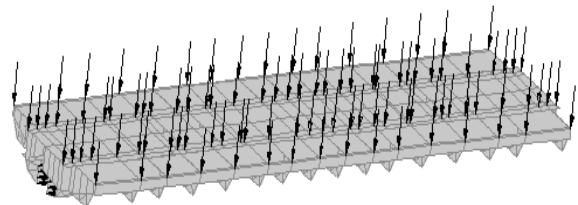


Рис. 13. Розрахункова скінченно-елементна схема та схема навантаження рами кузова тепловоза:

Fig. 13. Calculation finite-element scheme and the scheme of loading of locomotive body frame

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Розрахункова схема, граничні умови закріплення та способи прикладання навантажень обиралися таким чином, щоб найкраще відображалися основні особливості роботи конструкції в умовах експлуатації. Головною метою розрахунків напруженого стану елементів несучої конструкції (далі НК) є виявлення місць в елементах конструкції з найбільшими напруженнями.

Напружений стан елементів рами кузова оцінювався при дії нормативних видів навантаження. На рис. 14 зображено поля розподілу напружень в рамі кузова тепловоза при навантаженні за першим розрахунковим режимом [9].

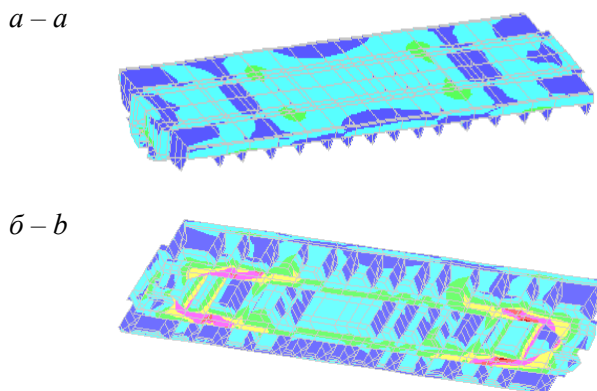


Рис. 14. Напружений стан рами кузова тепловоза ТГМ6А: а – вигляд зверху; б – вигляд знизу

Fig. 14. Stress state of body frame for TGM6A locomotive: a – top view; b – bottom view

В табл. 1 наведено найбільші еквівалентні напруження в елементах рами кузова тепловоза.

Для розробки розрахункової схеми визначення напружено-деформованого стану несучих конструкцій рами візка було враховано, що рама тепловоза з кузовом спирається на два двовісні візки однакової конструкції з щелепними буксами та з одноступеневим ресорним підвішуванням [7]; рама візка складається з двох боковин, з'єднаних між собою литою шворневою балкою та двома кінцевими балками зі швелера № 12. За конструктивними особливостями шворнева балка працює тільки на дію поздовжнього навантаження та при цьому не сприймає вертикальних зусиль тому, що шворнінь не спирається на дно гнізда.

Вага кузова та його обладнання передається до рам візків за допомогою опор, розташованих навколо шворня.

Таблиця 1

## Еквівалентні напруження в елементах конструкції кузова

Table 1

## Equivalent stresses in elements of body construction

№ пор.	Вузол або елемент конструкції	Напруження, МПа
1	Стяжна шухляда	120–140
2	Поздовжня балка	70–180
3	Бічна балка	40–65
4	Поперечні листи (поміж поздовжніми балками)	40–140
5	Фігурні кронштейни	40–95
6	Сталеві листи (підлога рами)	75–90

Боковини рами, зварені з листової сталі марки Ст3, мають коробчастий переріз з ввареними литими буксовими щелепами.

Вертикальне навантаження, що передається на кожний візок тепловоза за допомогою шарових опор становить 343 кН (35 тс), кожна опора приймає навантаження у 85,75 кН (8,6 тс).

Так само, як і для рами кузова було розроблено твердотільну модель та відповідну розрахункову скінченно-елементну схему, яка наведена на рис. 14.

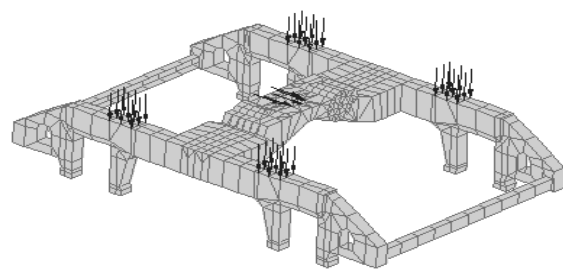


Рис. 14. Розрахункова схема навантаження рами візка

Fig. 14. Calculation scheme of bogie frame loading

В реальній конструкції передача вертикального навантаження від рам візків до колісних пар відбувається через пружини. В розрахунковій схемі в цих перерізах встановлено стержні, вертикальна жорсткість яких відповідає вертикальній жорсткості пружин.

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

Напружений стан елементів рам візків тепловоза ТГМ6А оцінювався при дії нормативних видів навантажень відповідно до першого розрахункового режиму [9].

На рис. 15 зображено розподіл напружень в рами візка при навантаженні за першим розрахунковим режимом [9].

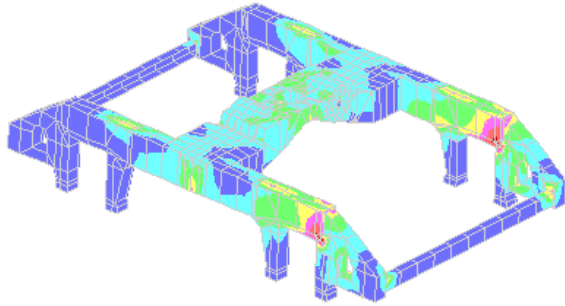


Рис. 15. Напружений стан рами візка тепловоза ТГМ6А

Fig. 15. Stress state of bogie frame for locomotive TGM6A

В табл. 2 наведено значення найбільших еквівалентних напружень в елементах рам візків тепловоза.

Таблиця 2

**Еквівалентні напруження в елементах рам візків**

Table 2

**Equivalent stress in elements of bogie frame**

№ пор.	Вузол (елемент) конструкції	Максимальні напруження, МПа
1	Шворнева балка (область підп'ятника)	80–120
2	Бічна балка (зварні шви з щелепами)	180–200
3	Поперечні кінцеві балки (зварні шви з щелепами)	80–120

За результатами досліджень було зроблено висновки:

1. Найбільш навантаженими елементами рам кузовів тепловозів ТГМ6А є їхні основні поздовжні балки.

2. Найбільш навантаженими елементами рам візків тепловозів ТГМ6А є зварні шви щелеп.

3. Напруження в найбільш навантажених елементах конструкції екіпажу на 7–10 % перевищують нормативні значення [9], які визначено

для найбільш низькоякісних сталей, що використовуються в локомотивобудуванні. Це потребує більш уточненого врахування комплексу динамічних навантажень, які виникають в елементах екіпажної частини тепловоза в експлуатації.

Розглянемо питання використання методики порівняльної оцінки навантаженості елементів рами кузова тепловоза з метою вирішення питань оцінки ресурсу та строку їх служби [1, 3].

Будь-яка ідеально спроектована зварна конструкція не може бути рівномірною. Цьому сприяють такі причини:

– неможливість на етапі проектування точного врахування всього просторового комплексу навантажень, що діють на кузов рухомого складу;

– неоднорідність конструкції рами рухомого складу та, відповідно, різний вплив навантажень визначеного типу на один і той самий елемент конструкції;

– бажання конструкторів створити найбільш легку за вагою конструкцію сприяє неусвідомленому послабленню міцності другорядних елементів;

– наявність зварних та інших з'єднань, які послаблюють матеріал елементів конструкцій рухомого складу.

Таким чином у будь-якій складній конструкції буде присутній «слабкий» елемент (СЕ), з якого починатиметься руйнування конструкції від навантажень, що діють в умовах експлуатації.

«Слабким» елементом будемо вважати частину конструкції, яка внаслідок діючих на неї навантажень та особливостей її геометричних та механічних характеристик, зазнає найбільш раннього руйнування в процесі експлуатації.

Будемо вважати конструкцію такою, яка має додатний баланс ресурсу, якщо співвідношення ресурсу «слабкого» елемента та основних елементів несучих конструкції, що визначають її перехід в граничний стан [9], підпорядковується співвідношенню

$$b_i = \frac{R_i}{R_{\min}} = \frac{D_{\min}}{D_i} > 1 \quad (1)$$

де  $b_i$  – коефіцієнт балансу ресурсу для  $i$ -го основного несучого елемента конструкції;  $R_i$  – ресурс (в тому числі остаточний) основного елемента конструкції;  $D_i = \Sigma \sigma^m p$  – питоме (за

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

період часу) напрацювання основного елемента конструкції в циклах ( $p$  – імовірність появи напруження рівня  $\sigma$ );  $R_{min}$ ,  $D_{min}$  – теж, відповідно, для «слабкого» елемента несучої конструкції.

Зв'язок ресурсу та напрацювання (1) впливає з того, що вираз напрацювання в одиницях часу є оцінкою ресурсу, тобто

$$R_i = \frac{\Delta T D_{\Sigma}}{D_i}, \quad (2)$$

де  $\Delta T$  – період часу, до якого відноситься напрацювання  $D_i$ ;  $D_{\Sigma}$  – сумарне напрацювання матеріалу до відмови.

У випадках, коли виникає необхідність визначення положень найбільш напружених перерізів елементів складних конструкцій, до яких відносяться одиниці рухомого складу, під час динамічних навантажень в процесі коливань та використання МСКЕ, розрахункові схеми таких складних систем наводяться у вигляді систем з кінцевою кількістю ступенів вільності. Поведінок такої системи можна вивчати за допомогою математичної моделі, до складу якої увійде система диференціальних рівнянь у вигляді [14]

$$\mathbf{B}\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{y}(t) = \mathbf{B} P(t), \quad (3)$$

де  $\mathbf{B}$  – матриця коефіцієнтів впливу переміщень;  $\mathbf{M}$  – діагональна матриця мас;  $\mathbf{y}(t)$  – вектор переміщень системи;  $P(t)$  – вектор зовнішнього навантаження.

Для визначення власних форм та частот коливань таких систем слід знайти розв'язок системи рівнянь вигляду (3)

$$\bar{\mathbf{B}}\bar{\mathbf{M}}\mathbf{v} - \lambda\mathbf{v} = 0, \quad (4)$$

де  $\bar{\mathbf{B}}$  – нормована матриця коефіцієнтів впливу переміщень;  $\bar{\mathbf{M}}$  – нормована матриця мас;  $\mathbf{v}$  – вектор форм власних коливань системи;  $\lambda$  – власні числа.

Оцінку власних чисел  $\lambda$  можна зробити, як середнє відношення прикладеного інерційного навантаження до переміщення, яке викликано цим навантаженням

$$\lambda = \frac{\sum_k \bar{\mathbf{B}}\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{y}}(t)}{\sum_k \mathbf{y}(t)}. \quad (5)$$

При цьому частота  $f$  власних коливань конструкції може бути визначена з співвідношення

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum_k \mathbf{B}\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}(t)}{\sum_k \mathbf{y}(t)}}. \quad (6)$$

Форму коливань конструкції локомотива, як твердого тіла, можна надати у вигляді суми двох складових

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}_m + \mathbf{y}_d, \quad (7)$$

де  $\mathbf{y}_m$  – макропереміщення точок (вузлів) конструкції під дією навантаження внаслідок деформування ресорного підвішування;  $\mathbf{y}_d$  – переміщення вузлів конструкції внаслідок її власної деформації. З врахуванням малості другої складової суми у виразі (7) для вказаних форм коливань з достатнім ступенем точності можна скласти вираз

$$\omega^2 \mathbf{B}\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}}_m + \mathbf{y}_m = 0. \quad (8)$$

Таким чином, для визначення форм коливань конструкції, як твердого тіла, до неї слід прикласти інерційне навантаження, подібне розподілу макропереміщень конструкції під її дією.

Це спрощення може бути застосовано також для перших форм згину та кручення конструкції кузова локомотива, що є достатнім під час оцінки динамічної навантаженості його основних несучих конструкцій, для яких характерним буде рух з переважною участю перших (нижчих) форм та частот коливань.

У випадку, коли відомий достатній для аналізу динаміки конструкції набір власних форм та частот її коливань, система рівнянь (3) зводиться до системи незалежних диференціальних рівнянь вигляду

$$\Lambda \ddot{\mathbf{q}}(t) + \frac{\mathbf{q}(t)}{\delta_0 m_0} = \frac{1}{m_0} \mathbf{V}^T \bar{\mathbf{B}}\bar{\mathbf{M}} P(t), \quad (9)$$

де  $\Lambda$  – діагональна матриця власних чисел;  $\mathbf{q}$  – вектор головних координат (переміщень);  $\delta_0$  – нормуючий коефіцієнт матриці піддатливості;  $m_0$  – нормуючий коефіцієнт матриці мас системи;  $\mathbf{V}^T$  – транспонована матриця власних форм коливань.

Оцінювання максимального напруження в основній несучій конструкції визначається через напруження в «слабкому» елементі (СЕ) та співвідношення величин напружень в основній констру-

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

кції і СЕ для несприятливої форми коливань у вигляді

$$s \geq \frac{T_{\xi}}{T_{\min \xi}} s_{\min} \cdot \quad (10)$$

З метою запобігання виконання повного аналізу НДС всіх елементів та вузлів конструкції кузова локомотива, у випадку, коли немає необхідності локалізації прогнозованого місця руйнування, достатньо виконати дослідження напруження в найбільш навантаженій точці конструкції, такої, що  $\|T_{\xi}\| = \max(T_{\xi})$ . Звідки остаточно отримуємо розрахункову формулу для порівняльної оцінки навантаженості основних несучих конструкцій і «слабкого» елемента

$$s_E \leq \frac{\|T_{\xi}\|}{T_{\min \xi}} s_{\min} \cdot \quad (11)$$

Верхня оцінка напрацювання основних елементів конструкції буде визначена як

$$D = \sum_j s_j^m N_j = \left( \frac{\|T_{\xi}\|}{T_{\min \xi}} \right)^m \sum_j s_{\min j}^m N_j = \left( \frac{\|T_{\xi}\|}{T_{\min \xi}} \right)^m D_{\min} \quad (12)$$

Вираз, що встановлює зв'язок між ресурсом найбільш навантаженої точки основної несучої конструкції з ресурсом «слабкого» елемента,

$$R = \left( \frac{T_{\min \xi}}{\|T_{\xi}\|} \right)^m R_{\min} \cdot \quad (13)$$

З врахуванням фактичного місця розташування датчика (співвідношення напружень по формі коливань в його розташуванні та максимальним напруженням в перерізі балки) та наявності концентраторів напружень в області «слабкого» елемента і в основній несучій конструкції кузова тепловоза, формула (13) доповнюється коефіцієнтами перерахунку за співвідношенням

$$R = \left( \frac{T_{\min \xi} k_{S \min} k_{K \min}}{\|T_{\xi}\| k_{K \xi}} \right)^m k_n^{-1} R_{\min} \cdot \quad (14)$$

В цій формулі:  $k_{K \xi}$  – найбільший коефіцієнт концентрації напружень в основній несучій конструкції кузова тепловоза (у разі потреби оцінки ресурсу його зварних з'єднань);  $k_{S \min} = \sigma_{\xi \max} / \sigma_{\xi 0}$  – відношення максимального напруження в перерізі «слабкого» елемента  $\sigma_{\xi \max}$  при несприятливій формі коливань  $\xi$  конструкції кузова тепловоза до напруження  $\sigma_{\xi 0}$  (для тієї самої форми коливань) в місці розташування датчика в області «слабкого» елемента (коефіцієнт розподілу напружень по перерізу);  $k_{K \min}$ ,  $k_{K \xi}$  – коефіцієнти концентрації напружень в області «слабкого» елемента конструкції кузова тепловоза і основної несучої конструкції (НК);  $k_n \leq [k_{\sigma}]^m = 1 \div 16$  – коефіцієнт надійності розрахунку напрацювання, пов'язаний з коефіцієнтом запасу витривалості, величина якого обирається з умов та характеру експлуатації НК, стану та віку несучих конструкцій, а також забезпечення безпеки руху на магістральних коліях УЗ.

Виконання динамічних міцносних ходових випробувань тепловоза ТГМ6А виявило, що незадовільний стан колій промислового підприємства сприяє підвищенню показників його динамічності. В зв'язку з такою ситуацією відповідним чином обирається зовнішнє навантаження, що формує динамічну навантаженість конструкції кузова тепловоза:

- квазістатичне навантаження від реалізації максимальної сили тяги;
- вертикальні зусилля в підвішуванні;
- горизонтальні поперечні (рамні) сили.

Для виконання подальшого розрахунку навантаженості елементів рами кузова тепловоза слід визначити режим його руху, що найбільше навантажує основні поздовжні балки рами його кузова.

Оцінка напрацювання, яка сприймається основними поздовжніми балками кузова тепловоза, виконується за даними натурних випробувань на основі розрахунку питомого (на один цикл коливань) напрацювання в точках ТХК4, ТХК5 розташованих в області «слабкого» елемента і в одній з найбільш навантажених частин основної поздовжньої балки.

При цьому відповідно до норм [9], в перерізі «слабкого» елемента враховувався коефіцієнт концентрації напружень за формулою



## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

$$K_{\sigma} = \frac{K_1 K_2}{\gamma m} \beta_K \eta, \quad (15)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, який враховує вплив неоднорідності матеріалу деталі. Для прокату, поковки та штамповки  $K_1 = 1,1$ ;  $K_2$  – коефіцієнт, який враховує вплив внутрішніх напружень в деталі. Величина  $K_2$  залежить від поперечних розмірів деталі (до 250 мм,  $K_2 = 1,0$ ). Величина  $m$  приймається залежно від класу обробки деталі; для грубої станочної обробки  $m = 0,85$ . Коефіцієнт  $\gamma = 0,54$  враховує розмірний фактор. Величина  $\beta_K = 1,0$  враховує геометричні концентратори напружень в конструкції (в даній точці відсутні);  $\eta = 1,0$  – коефіцієнт, який залежить від імовірності руйнування деталі.

Приймаємо для точок  $K_{\sigma_{ТХК4}} = 2,4$ ;  $K_{\sigma_{ТХК5}} = 2,4$ . При порівняльному розрахунку коефіцієнти концентрації враховуватися не будуть.

Результати розрахунку напрацювання найбільш навантажувальних для основних поздовжніх балок рами кузова дослідів наведено в табл. 3. В цій таблиці прийняті позначення:  $\sigma_j$  – розряд (квантіль) напруження симетричного циклу, що спостерігається у точці конструкції;  $p_j$  – імовірність появи напруження величини  $\sigma_j$ .

Таблиця 3

**Порівняльна оцінка питомого напрацювання в точках ТХК4 і ТХК5, отриманих під час натурних випробувань**

Table 3

**Comparative evaluation of specific running time in the points ТХК4 and ТХК5, obtained during actual testing**

№ пор.	Дослід	Запис	Показник степіня $m$	Питоме (на 1 цикл коливань) напрацювання		
				$D_E = \sum_j \sigma_j^m p_j, \text{ МПа}^4$		
			Точка ТХК4	Точка ТХК5	$D_{ТХК5}/D_{ТХК4}$	
1	6	3		346,36	9 604,25	27,7
2	9	2		998,75	28 980,41	29,0

Примітка: напруження від ваги кузова тепловоза прийняті за результатами його розрахунку на міцність та становлять для точки ТХК4 – 78 МПа, для ТХК5 – 50 МПа.

За даними реалізацій була виконана перевірка методики порівняльної оцінки ресурсу несучих конструкцій.

На рис. 15 та 16, з запасом по амплітуді, наведено розподіл еквівалентних напружень в точках ТХК4 та ТХК5 відповідно.

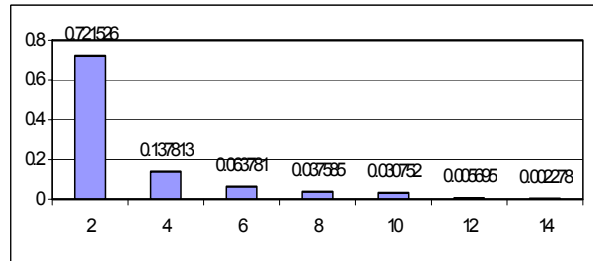


Рис. 15. Гістограма розподілу напружень в області основної несучої конструкції ТХК4

Fig. 15. Histogram of stress distribution in the area of basic supporting structure ТХК4

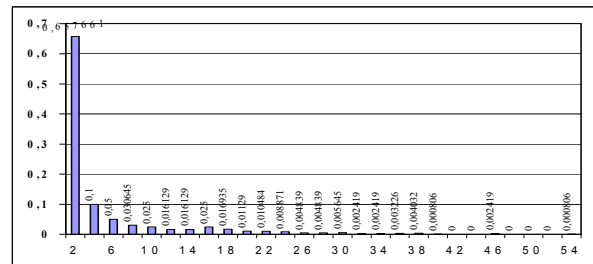


Рис. 16. Гістограма розподілу напружень в області «слабкого» елемента ТХК5

Fig. 16. Histogram of stress distribution in the area of «weak» ТХК5

Результати обробки дослідних даних відносно зв'язку показників навантаженості «слабкого» елемента ТХК5 та у еталонній точці ТХК4 наведено на рис. 17.

З аналізу (рис. 18) випливає, що напруження в «слабкому» елементі пов'язані з напруженнями в контрольній точці основної поздовжньої балки, в основному в області низьких (до 3,5 Гц) частот. При цьому зміна модуля взаємного спектра складає в цьому діапазоні до 20 дБ. Крім діапазону низьких частот слід відмітити область (6,5–8,2 Гц) та частоту першого згинального тону ( $\approx 12,8$  Гц), де функція когерентності має значиму величину ( $> 0,6$ ). Таким чином, подальший аналіз енергії коливань з метою оцінки впливу форм коливань кузова тепловоза на його напружено-деформований стан слід виконувати в діапазонах частот, наведених в табл. 4.

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

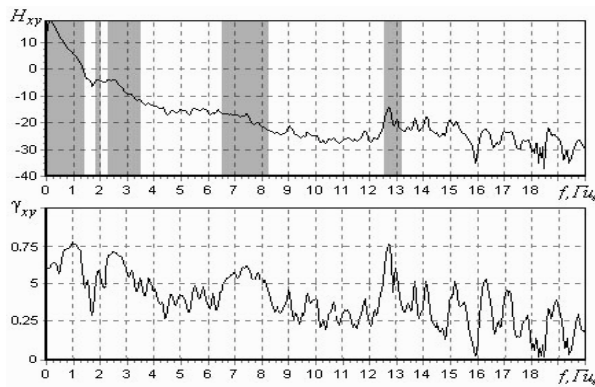


Рис. 17. Взаємна спектральна щільність  $H_{xy}$ , [дБ] та функція когерентності  $\gamma_{xy}$  напруження в «слабкому» ланцюзі ТХК4 і контрольній точці ТХК5 основної поздовжньої балки тепловоза

Fig. 17. Cross spectrum density  $H_{xy}$  [dB] and the coherence function of  $\gamma_{xy}$  stress in the «weak» element ТХК4 and control point ТХК5 of the basic longitudinal beam of locomotive

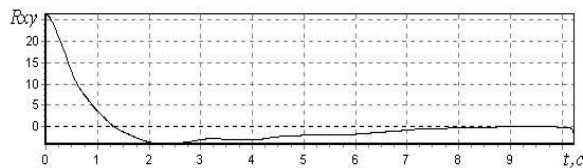


Рис. 18. Функція взаємної кореляції  $R_{xy}$  [MPa<sup>2</sup>c] напруження в «слабкому» ланцюзі ТХК4 і контрольній точці ТХК5 основної поздовжньої балки тепловоза

Fig. 18. Mutual correlation function  $R_{xy}$  [MPa<sup>2</sup>c] of stress in the «weak» element ТХК4 and control point ТХК5 of the basic longitudinal beam of locomotive

Таблиця 4

**Діапазони частот, при яких контрольовані напруження  $\sigma_{ТХК4}$  та  $\sigma_{ТХК5}$  взаємно корелюють**

Table 4

**Spectrum of frequencies, at which controlled stresses  $\sigma_{ТХК4}$  and  $\sigma_{ТХК5}$  mutually correlate**

№ пор.	Частотний діапазон, Гц	Примітки
1	0–3,5	Область частот коливань локомотива як твердого тіла
2	6,5–8,2	Область можливого діапазону роботи обладнання, можливо, перша форма кручення
3	12,5–13,3	Область першого тону коливань поздовжнього згину рами тепловоза

Отримана функція взаємної кореляції (рис. 18) наближається до ланцюга лінійного підсилювання у декотрій смузі частот, що попередньо підтверджує можливість застосування співвідношення (13) до порівняльної оцінки ресурсу конструкції кузова тепловоза ТГМ6А за методом «слабкого» елемента.

Наведемо за цією методикою результати розрахунку ресурсу основних несучих конструкцій та призначення подовження строків служби тепловозів ТГМ6А

З врахуванням експлуатаційних даних про руйнування в області бічної поздовжньої допоміжної балки та даних про негативний баланс співвідношень напрацювань, слід зробити висновок про необхідність врахування залишкових напружень в області стикових зварних з'єднань частин поздовжньої балки.

Відповідно до [1, 8] напруження в області «слабкого» елемента з врахуванням залишкових напружень в області зварних швів та характеру впливу статичних складових напружень на ресурс визначаються як

$$\sigma_o = (0,3 \div 0,4) \sigma_T \psi = 0,4 \cdot 240 \cdot 0,3 = 28,8 \text{ МПа} \quad (16)$$

$$T_{\min\xi} = \sigma_{\min\xi} + \sigma_o$$

Далі, на основі виконаних спектрального та частотного аналізів циклічних напружень кузова тепловоза було визначено, що під час оцінки його ресурсу необхідно брати до уваги його коливання як твердого тіла.

В табл. 5 наведено результати для оцінки ресурсу кузова тепловоза ТГМ6А, які отримані на основі результатів табл. 4 та співвідношення (16).

В формулі (14) позначимо

$$C_{CR} = \left( \frac{T_{\min\xi} k_{S\min} k_{K\min}}{\|T_\xi\| k_{K\xi}} \right)^m k_n^{-1}. \quad (17)$$

В розрахунках приймалося, що коефіцієнти  $k_{K\min} = 1$ ,  $k_{K\xi} = 1$ .

Згідно з даними цієї таблиці, найбільш несприятливим відносно до напрацювань в «слабкому» елементі та в основних поздовжніх балках є коливання галоупування, при цьому позитивний баланс напрацювання складає 1,89.

На основі обробки даних експлуатаційної статистики, з імовірністю 0,997, мінімальний час появи тріщин визначено за формулою

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

$$R_{\min} = \bar{R}_{\min} - 3 \delta_{\min}, \quad (18)$$

де  $R_{\min}$  – середній вік руйнування,  $\delta_{\min}$  – дисперсія віку руйнування.

Таблиця 5

## Вихідні дані для оцінки ресурсу кузова

Table 5

## Output data for assessing body resource

№ пор.	Форма коливань	Напруження $T_{min}, \text{МПа}$	Коефіцієнт		
			$k_{S_{\min}}$	$k_n$	$C_{CR}$
1	Підстрибування	39,2	1,02	1,0	1,91
2	Галопування	33,9	1,03	1,0	1,89
3	Поперечний віднос	49,3	1,0	1,0	1,97
4	Перевалка	30,4	2,22	10,0	140,9
5	Виляння кузова	50,0	1,0	1,0	1,95

Таблиця 6

## Оцінка ресурса кузова тепловозів ТГМ6А підприємства, що обстежувалися

Table 6

## Assessing of the body resource of TGM6A locomotives of enterprise that were tested

№ експлуатаційної групи	Склад експлуатаційної групи	Нижня границя віку руйнування	Уточнен коеф. $k_n$	Коеф. $C_{CR}$	Оцінка ресурсу, роки	Залишковий ресурс, роки
1	157,204	23,3	1,2	1,55	36	5
2	557, 701, 794, 837, 862, 954, 1 012–1 014, 1 265, 1 266, 1 454	18,7	1,07	1,76	33	10
3	1 748	–	–	–	30	19

\*Примітка: значення коефіцієнта  $k_n$  обрано з врахуванням різного ступеня морального та фізичного зносу екіпажної частини тепловозів з врахуванням того, що вони експлуатуються без виходу на магістральні колії УЗ.

На рис. 19 зображено загальний вигляд тягового агрегату ОПЕ1АМ [15].



Рис. 19. Загальний вигляд тягового агрегату ОПЕ1АМ

Fig. 19. General view of traction aggregate OPE1AM

З метою визначення можливості подовження терміну експлуатації тягових агрегатів ОПЕ1АМ з прийнятими методиками [8, 14] було здійснено обстеження стану його несучих конструкцій та виявлено, що вони не зазнали суттєвого корозійного пошкодження.

Для виконання розрахунків ресурсу були використані дані попередніх випробувань, а також результати з визначення границі витривалості на основі вимірювання твердості матеріалу основних несучих конструкцій [12, 16].

Оцінку показників міцності несучих конструкцій рам візків електровоза управління, дизельної секції, моторного думпкара та рами кузова електровоза управління виконано на основі динамічних ходових випробувань, а також аналітичних розрахунків несучих конструкцій рам кузовів інших одиниць тягового агрегату відповідно до Норм [9] за допомогою метода скінченних елементів.

В рамках виконання робіт з використання непрямих методів контролю ресурсу несучих конструкцій електропоїздів EP1, EP2, EP9 [12], на базі випробувальної лабораторії ДКБ «Південне» (ДП Південний машинобудівний завод)

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

було здійснено лабораторний експеримент із порівняльною оцінкою твердості плоских стандартних зразків до та після випробувань. Плоскі зразки були вирізані з низьколегової маловуглецевої листової сталі 20ГФЛ. Результати порівняння твердості зразків наведені на рис. 20. Для наведених даних отримані математичні очікування і стандарти відхилення, які склали:

– зразок перед випробуваннями: математичне очікування твердості –  $Mx = 167 HB$ , стандарт відхилення  $S = 3 HB$ ;

– зразок після випробувань: математичне очікування –  $Mx = 163 HB$ , стандарт відхилення  $S = 5 HB$ .

З урахуванням отриманих величин стандартів відхилень, зміна твердості за Бринелем рам візків і зразків перебуває в межах статистичної похибки. Більше того, характер зміни твердості в наведених випадках протилежний.

Порівняння результатів, отриманих з вимірювання твердості екземплярів рам візків електропоїздів ЕР1 та зразків, з якими виконувалися випробування, не дозволяє зробити висновки про можливість використання твердості металу за Бринелем як основу одного з методів неруйнівного контролю ресурсу несучої конструкції. У той же час, вимірювання поверхневої мікротвердості пропонується як один з можливих способів неруйнівної технології контролю ресурсу матеріалів (хоча з урахуванням звичайного стану поверхні НК рухомого складу, така технологія буде складною в застосуванні).

З метою виявлення залежності між границею витривалості та границею текучості було виконано випробування, які склалися з двох етапів:

1. Визначення режиму  $\sigma_p$  та кількості руйнівних циклів  $N_R(\sigma_p)$  при зазначеному навантаженні.

2. Прикладення напрацювання в об'ємі 85, 90, 95 % від  $N_R(\sigma_p)$  з наступним випробуванням зразків на статичне розтягування.

Результати, отримані в роботі [12], можуть дати певне уявлення щодо характеру зміни твердості матеріалу в процесі напрацювання (хоча, очевидно, внаслідок невеликого відхилення значень від вихідних, не можуть бути визнані єдиним критерієм оцінки напрацювання та ресурсу).

Результати, нормовані відносно вихідних величин твердості, наведено в табл. 7.

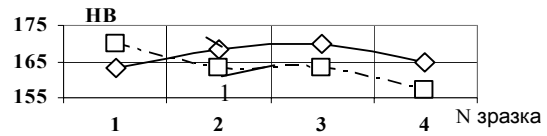


Рис. 20. Твердість за Бринелем (HB) плоских сталевих зразків на початку циклічного навантаження (лінія 1) і після руйнування (лінія 2)

Fig. 20. Brinell hardness (HB) of flat steel samples at the beginning of cyclic loading (line 1) and after destruction (line 2)

Таблица 7

**Відносна зміна твердості зразків з маловуглецевої сталі в процесі напрацювання**

Table 7

**Relative hardness change of samples from low-carbon steel in the process of working**

№ пор.	Параметр	Значення, %	
		Вихідний стан	Перед руйнуванням
1	Твердість (HB)	100	97,6
2	Серед. квад. відхил. (HB)	1,79	3,1

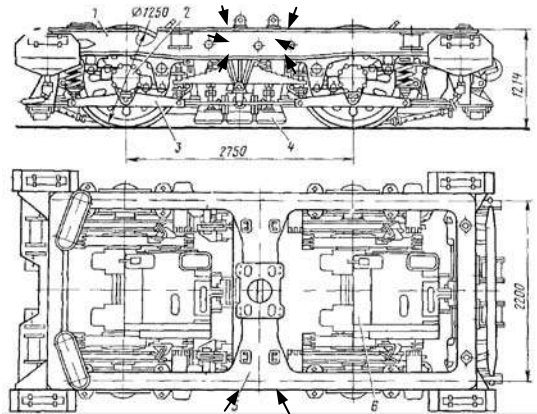


Рис. 21. Місця вимірювання твердості матеріалу на візках електровоза управління, дизельної секції та моторного думпкара

Fig. 21. Places of hardness measuring of materials on the bogies of control electric locomotive, diesel section and the motor dumping car

З метою оцінки можливості зміни за час експлуатації міцносних характеристик металу рам візків виконано вимірювання твердості металу. Несучі конструкції виготовлено з гарячекатаної сталі марки 16Д ГОСТ 6713-91.

Таблиця 8

## Величини твердості матеріалу несучих конструкцій рам візків

Table 8

## Hardness coefficients of supporting structure material of the bogie frames

№ візка	Верхня полиця		Бічна стінка		Нижня полиця	
	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %
4 814	204	1,7	153	1,9	154,3	5,1
4 815	226	3,4	138,8	4,3	157,6	4,3
4 192	187,7	4,7	136	3,7	148,1	3,6
4 459	175,6	2,3	134	3,9	146,2	3,5
4 478	213,8	4,8	149	3,2	158,1	4,1
4 475	212,6	4,5	132	3,5	160,2	4,3

Таблиця 9

Відносні величини твердості матеріалу несучих конструкцій рам візків з урахуванням нерівномірного стану поверхні (коефіцієнт концентрації  $K_{\sigma} = 1,1 \cdot 1,0 / 0,75 = 1,467$  [9])

Table 9

Relative hardness coefficients of supporting structure materials for bogie frames taking into account uneven surface condition (concentration coefficient  $K_{\sigma} = 1,1 \cdot 1,0 / 0,75 = 1,467$  [9])

№ візка	Верхня полиця		Бічна стінка		Нижня полиця	
	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %
4 814	100	0,57	100	0,66	100	2,71
4 815	100	1,03	100	1,4	100	1,42
4 192	100	1,71	100	1,38	100	1,35
4 459	100	0,89	100	1,54	100	1,39
4 478	100	1,53	100	1,03	100	1,34
4 475	100	2,43	100	1,15	100	1,43

Твердість вимірювалась на верхній та нижній полицях, а також в середині бічної стінки поздовжньої балки в зоні приєднання до неї поперечної шкворневої балки динамічним твердоміром ТДМ-1, який повірений відповідно до ДСТУ 06.04.2010.

Місця, в яких вимірювалась твердість матеріалу рам візків електровоза управління, дизельної секції та моторного думпкара, зображено на рис. 21, а величини твердостей – у табл. 8.

Вихдячи з даних табл. 9, можна зробити висновки, що в рамі візка тягового агрегату най-

більше напрацювання за номіналом та характером показників твердості має нижня полиця поздовжньої балки, якій необхідно приділити особливу увагу при організації контролю її технічного стану та мати на увазі, у разі потреби, можливість розробки проектів її посилення.

В роботах [16–19] наведено результати з оцінки впливу на показники втоми різних факторів як конструктивних, так і технологічних.

Відповідно до даних робіт [7, 13], отриманих для великого об'єму конструкційних матеріалів, між границями витривалості (при вигині

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

або розтягуванні) і текучості існує відома регресійна залежність (рис. 22).

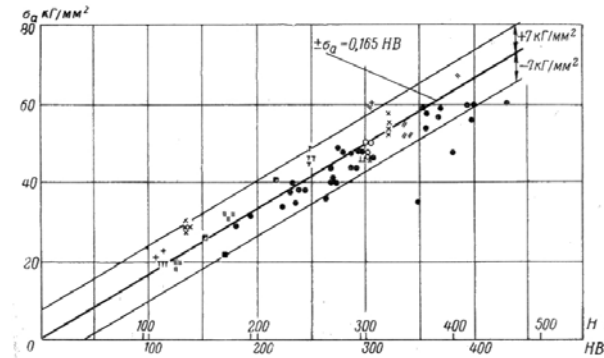


Рис. 22. Залежність між межею витривалості і твердістю за Бринелем (HB) і Роквелом (H) для сталей (за даними різних авторів)

Fig. 22. The relationship between the limit of endurance and Brinell (HB) and Rockwell (H) hardness for steels (according to different authors).

Згідно з цими даними границя витривалості  $\sigma_{-1}$  може бути пов'язана з твердістю за Бринелем (HB) лінійною залежністю вигляду

$$\sigma_{-1} [\text{МПа}] = 1,65 \text{ HB} \pm 70 [\text{МПа}]. \quad (1)$$

Необхідно зазначити, що формула (1) досить обґрунтована для міцних сталей і надає недостовірні результати для низьколегованих маловуглецевих сталей, в основному впроваджених для виробництва несучих конструкцій рухомого складу.

Крім того, з даних рис. 22 і формули (1) слідує наявність статистичного розсіювання в кореляційному зв'язку вказаних вище величин, що тим більше схиляє до використання в подальших викладеннях нижньої границі витривалості при використанні регресійної залежності (1).

Оцінка середньої границі витривалості матеріалу рам візків на верхніх полицях надано-го агрегату орієнтовно складає

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} [\text{МПа}] &= 1,65 \text{ HB} \pm 70 [\text{МПа}] = \\ &= 1,65 \cdot 146,2 \pm 70 = 241,2 \left[ \frac{171,2}{311,2} \right] \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Таким чином, орієнтовне мінімальне значення середньої величини границі витривалості для нижніх полиць матеріалу обстежених рам візків складає  $\sigma_{-1 \text{ min}} = 171,2$  МПа.

Спеціалістами Галузевої науково-дослідної лабораторії ДНУЗТа було виконано статичні та динамічні міцнісні випробування з визначення напружено-деформованого стану основних несучих елементів рам візків електровоза управління.

Напруження вимірювалися в найбільш навантажених перерізах – в місцях переходу шворневого бруса до поздовжніх балок рами візка по нижньому та верхньому листах, а також на верхньому листі навколо плити підп'ятника.

Статичні напруження визначалися від ваги кузова.

Динамічні складові напружень вимірювалися під час руху в прямих, кривих малих радіусів (до 120 метрів) та при рухові по стрілочних переводах.

На рис. 23 наведено місця розташування тензорезисторів для вимірювання напружень.

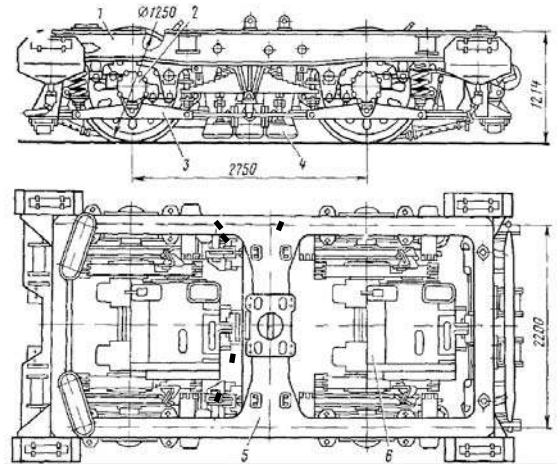


Рис. 23. Місця встановлення тензорезисторів для вимірювання напружень

Fig. 23. Places of resistive strain sensors to measure the stresses

Як показники міцності було визначено коефі-

цієнти запасу втомної міцності  $n_{em} = \frac{\sigma_{-1}}{\kappa \sigma_a + \psi \sigma_m}$

та коефіцієнт запасу міцності по статичній несучій спроможності  $n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m}$ ,  $\sigma_m =$

$= \sigma_{cm} + \sigma_f$ , де  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості при симетричному циклі;  $\sigma_a$  – амплітуди циклів напружень при заданій швидкості руху;  $\sigma_{cm}$  – статичне напруження від ваги кузова;  $\sigma_f$  – на-

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

пруження від сили тяги при відповідній швидкості руху;  $\kappa$  – коефіцієнт, який враховує зменшення витривалості конструкції, приймається згідно з чинною нормативною документацією рівним 2,1;  $\psi$  – коефіцієнт асиметрії циклу, який при  $\sigma_{cm} > 0$  дорівнює 0,3, а при  $\sigma_{cm} < 0 - 0,1$ . Нижче в табл. 11 наведено результати вимірювань та розрахунків з визначення коефіцієнтів запасу.

Таблица 11

**Результати вимірювань та розрахунків  
з визначення коефіцієнтів запасу**

Table 11

**Results of measurements and calculations concerning the determination of safety coefficient**

Коефіцієнт	Позначення точки				
	1	2	3	4	5
$\sigma_{cm}$ , МПа	-52	-53	28	19	39
$\sigma_f$ , МПа	40	41	20	14	24
$\sigma_m = \sigma_{cm} + \sigma_f$ , МПа	92	94	48	33	63
$\sigma_a$ , МПа	25	26	31	32	25
$n_{em}$	3,46	3,23	2,69	2,76	2,98
$n_T$	2,03	2,0	3,04	3,7	2,73

Ці результати було отримано при таких значеннях: границя витривалості  $\sigma_{-1} = 212,5$  МПа та границя текучості  $\sigma_T = 240$  МПа.

Чинною нормативною документацією встановлено, що наведені коефіцієнти запасу міцності  $n_{em} \geq 2$ ,  $n_T \geq 2$ . Дані наведеної таблиці свідчать, що міцність основних несучих елементів конструкції рами візка електровоза управління забезпечена.

На основі розробленої твердотільної моделі рами кузова електровоза управління тягового агрегату було отримано скінченно-елементну розрахункову модель для виконання числових розрахунків з визначення напруженого стану, яка наведена на рис. 24, складається з 233 789 вузлових точок та нараховує 123 615 скінченних елементів.

На рис. 25–27 наведено: види деформованих станів рами кузова електровоза управління при

дії різних варіантів навантажень; поля розподілу напружень; фрагменти конструкцій з відзначенням точок, в яких створюються найбільші еквівалентні за четвертою теорією міцності напруження.

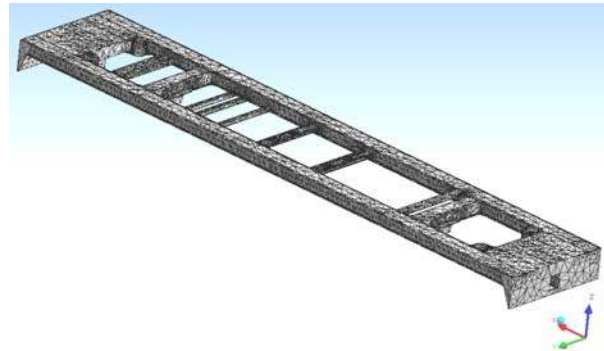


Рис. 24. Скінченно-елементна розрахункова схема рами кузова електровоза управління

Fig. 24. Finite-element calculation scheme of body frame of control electric locomotive

В розрахунках на дію вертикального навантаження приймалося, що сумарна вага від обладнання, яка діє на раму кузова електровоза складає 61 т, або 598,41 кН. Ця вага зображалася у вигляді діючого розподіленого навантаження на відповідних дільницях елементів конструкції та складалася з ваги трансформатора, двох вентиляторів та іншого обладнання. Найбільший рівень еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності від дії цього навантаження (див. рис. 25) створюється у точці, відміченою маркером, та дорівнює 83 МПа.

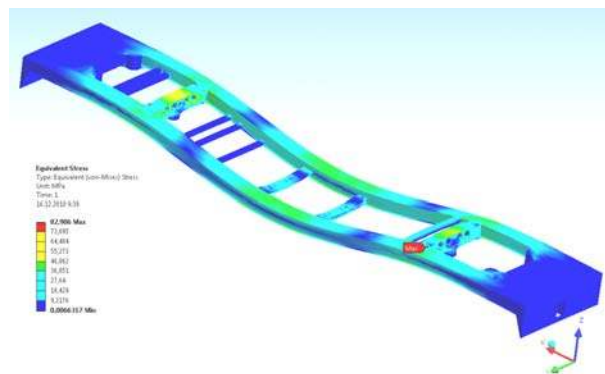


Рис. 25. Поля розподілу еквівалентних напружень у рамі кузова електровоза управління при дії вертикального навантаження

Fig. 25. Fields of equivalent stress distribution in the body frame of control electric locomotive with vertical loading

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

На рис. 26 наведено результати моделювання руху тягового агрегату в режимі тяги. Величина тягового зусилля за умовою зрушення тягового агрегату з місця дорівнює 1 260 кН. У відміченій маркером точці на рамі кузова в цьому режимі руху найбільше розрахункове напруження дорівнює 128 МПа.

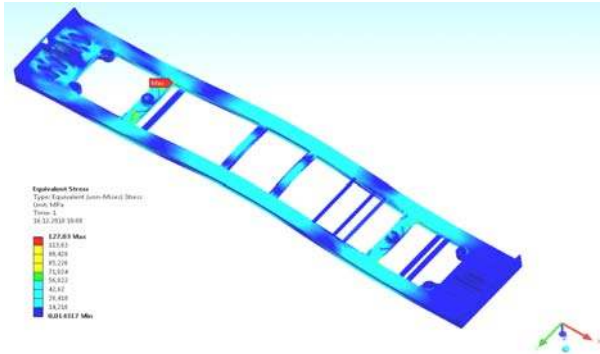


Рис. 26. Поля розподілу еквівалентних напружень та деформований стан рами кузова при русі в режимі тяги (тягове зусилля агрегату 1 260 кН)

Fig. 26. Fields of equivalent stress distribution and the deformed state of bogie frame when moving in traction mode (traction mode of aggregate 1 260 kN)

На рис. 27 наведено поле розподілу напружень та вигляд деформованого стану при дії стискаючих зусиль відповідно до Норм [9]. Найбільші напруження створюються у точці, відміченій маркером.

У разі продовженого терміну під час експлуатації необхідно контролювати стан місць та вузлів рами кузова, позначених маркером.

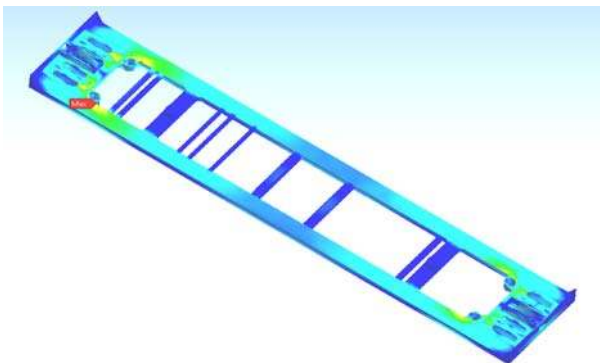


Рис. 27. Поля розподілу напружень та деформований стан рами кузова при дії поздовжньої стискаючої сили 2 500 кН

Fig. 27. Fields of stress distribution and the deformed state of bogie frame under longitudinal compressing force 2 500 kN

На рис. 28 наведено твердотільну модель рами моторного думпкара та розрахункову скінченно-елементну схему моделі, яка складається з 150 648 вузлів та має 81 909 скінченних елементів.

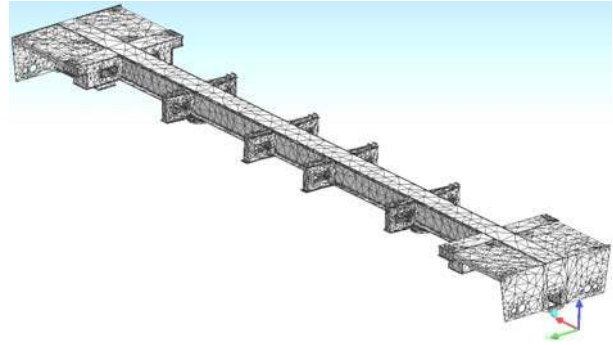


Рис. 28. Розрахункова скінченно-елементна схема моделі рами моторного думпкара

Fig. 28. Calculation finite-element scheme of frame model for motor dumping car

На рис. 29 наведено деформований стан та розподіл напружень від дії вертикального навантаження вагою кузова та обладнання 54,2 кН, а також від вантажу вагою у 604 кН.

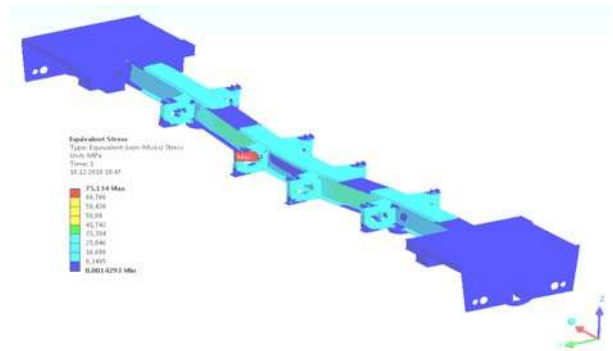


Рис. 29. Розподіл напружень та вигляд деформованого стану рами моторного думпкара від дії вертикального навантаження

Fig. 29. Stress distribution and view of deformed state of motor dumping car frame under the action of vertical loading

На рис. 30 зображено деформований стан та поле розподілу напружень в рамі моторного думпкара при русі в режимі тяги.

Найбільші напруження від дії вертикального навантаження створюються в середній частині рами та досягають 58,4 МПа, а при зрушенні з місця – в зоні стяжної шухляди поглинаючого апарату автозчепу та досягають 200 МПа.



## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

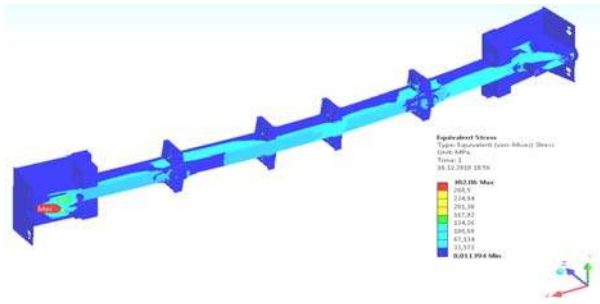


Рис. 30. Поля розподілу напружень та вигляд деформованого стану рами моторного думпкара при зрушенні з місця тягового агрегату (тягове зусилля всього агрегату 1 260 кН)

Fig. 30. Stress distribution field and view of deformed state of motor dumping car frame when starting of traction aggregate (traction force of aggregate 1 260 kN)

Нижче на рис. 31 наведено вигляд твердотільної моделі рами кузов дизельної секції та її скінченно-елементна схема, яка складається з 482 400 елементів та 931 327 вузлів.

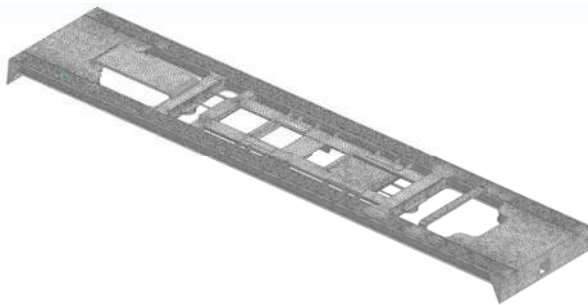


Рис. 31. Скінченно-елементна модель рами кузова дизельної секції

Fig. 31. Finite-element model of diesel section body frame

На рис. 32 наведено поле розподілу еквівалентних напружень від ваги обладнання, розташованого в кузові дизельної секції.

З наведених результатів розрахунків отримано, що найбільші напруження виникають на верхній полиці поперечної балки та досягають в її середній частині 80 МПа.

На рис. 33 наведено розподіл еквівалентних напружень при моделюванні режиму тяги.

З наведених на рис. 33 результатів числових розрахунків отримано, що в цьому режимі найбільші еквівалентні напруження створюються в несучих конструкціях, розташованих в зоні автовзціпного пристрою та досягають 160 МПа.

На рис. 34 наведено загальний вигляд твердотільної моделі рами візків тягового агрегату

та скінченно-елементна розрахункова схема моделі для виконання числових розрахунків, яка складається з 18 943 елементів та має 109 794 вузли.

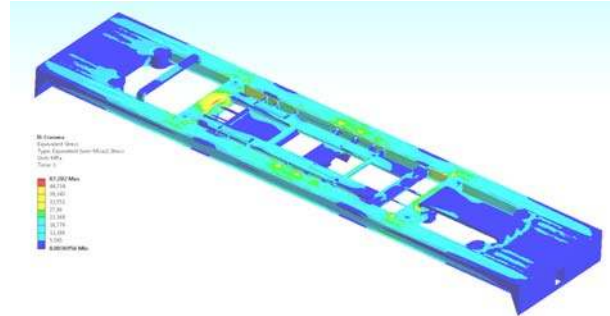


Рис. 32. Поле розподілу еквівалентних напружень в рамі кузова від ваги обладнання, що розташоване в кузові дизельної секції

Fig. 32. Equivalent stress distribution field in the bogie frame from the equipment weight placed in the body of diesel section

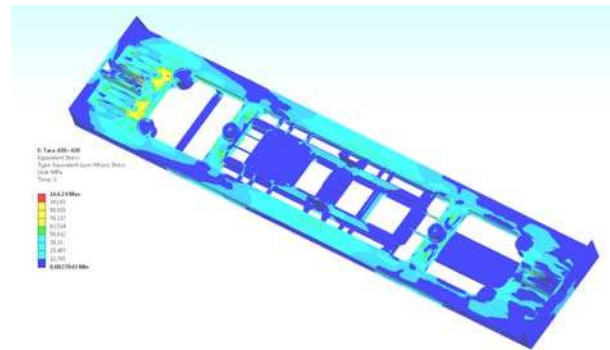


Рис. 33. Поле розподілу еквівалентних напружень при русі в режимі тяги

Fig. 33. Equivalent stress distribution field when moving in traction mode

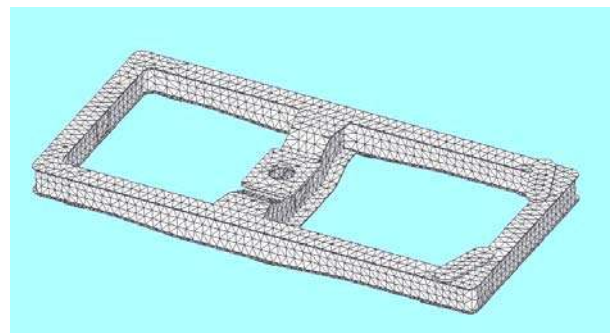


Рис. 34. Скінченно-елементна розрахункова схема моделі рам візків тягового агрегату

Fig. 34. Finite-element calculation scheme of bogie frame model for traction aggregate

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

На рис. 35 наведено результати розрахунку рами візка на дію вертикального навантаження, а на рис. 36 – на дію вертикального та поздовжнього навантаження при зрушенні тягового агрегату з місця.

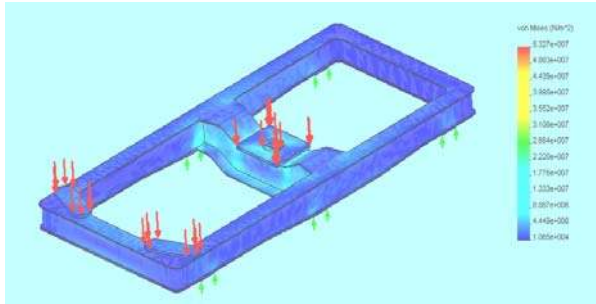


Рис. 35. Результати розрахунку рами візка на дію вертикального навантаження та поле розподілу напружень

Fig. 35. Results of calculation of bogie frame for the action of vertical loading and the field of stress distribution

Найбільші напруження, які отримано під час розрахунку напружено-деформованого стану цього варіанта, досягають 53 МПа.

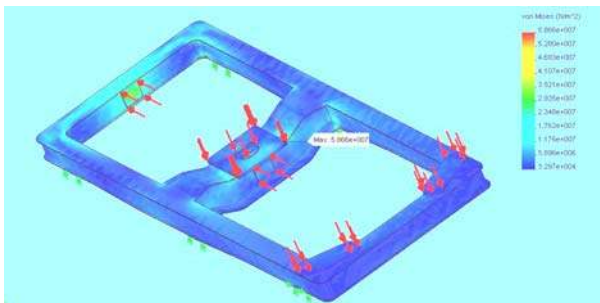


Рис. 36. Поле розподілу напружень в рамі візка від дії вертикального та поздовжнього навантаження при зрушенні тягового агрегату з місця

Fig. 36. Stress distribution field in bogie frame from vertical and longitudinal loading when starting of traction aggregate

З рис. 36 видно, що найбільші напруження не перевищують 59 МПа. Місце, в якому створюються найбільші напруження, відмічено маркером.

### Наукова новизна та практична значимість

На основі експериментальних та теоретичних досліджень виконано наукове супроводження робіт з розробки заходів з подовження

терміну призначеного строку служби одиниць тягових та моторних одиниць промислового рухомого складу.

Розроблено технічні рішення з заходами, які мають виконуватися під час експлуатації в межах подовженого призначеного терміну служби тягових та моторних одиниць промислового рухомого складу підприємств, на яких використовуються у забезпеченні основних технологічних циклів тепловози та тягові агрегати.

### Висновки щодо строку служби несучих конструкцій

В результаті виконаних експериментальних випробувань з визначення рівнів напружень, що створюються в умовах експлуатації в несучих конструкціях рам візків електровоза управління і моторного думпкара та розрахунків напруженого стану рам візків і кузовів рухомих одиниць складу тягового агрегату ОПЕІАМ, зроблено такі висновки:

- ресурс рам візків електровоза управління, дизельної секції і моторного думпкара на поточний момент складає 40 років їх експлуатації за умови здійснення систематичного неруйнуючого контролю;

- ресурс рам кузовів одиниць тягового агрегату складає 40 років за умови здійснення систематичного неруйнуючого контролю;

- візки, в основному металі рам яких буде виявлено повторне виникнення тріщини на місці раніше зробленого заварювання, виключаються з подальшої експлуатації;

- наднормативна експлуатація кузовів електровоза управління та дизельної секції забезпечується виконанням необхідних робіт при капітальних ремонтах з подовженням строку служби (КР1) за станом корозійного зношення несучих конструкцій та їх періодичного неруйнівного контролю з метою прогнозування розвитку корозії несучих конструкцій при виконанні наступних капітальних ремонтів (КР1, КР2);

- наднормативна експлуатація несучих конструкцій рам візків та кузовів забезпечується проведенням систематичного неруйнівного контролю кваліфікованим персоналом;

- наднормативна експлуатація тягового агрегату не допускається при відсутності справних гасителів коливань, які передбачені конструкторською документацією (КД);

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

– колісні пари мають бути відремонтовані відповідно до Інструкції ВНД 32.0.07.001-2001.

На основі отриманих результатів замовнику надається розроблене Технічне рішення заходів, які необхідно виконувати під час подовженого терміну експлуатації відповідних одиниць рухомого складу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Боднар, Б. Е. Методы сравнительной оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава / Б. Е. Боднар, В. Л. Горобец, И. М. Грушак // Вестн. Восточнoукраинского нац. ун-та им. В. Даля. – 2004. – № 3 (78). – С. 118–126.
- Бондарев, О. М. Методики оцінки залишкового ресурсу пасажирського рухомого складу / О. М. Бондарев, В. Л. Горобец, Б. Я. Остапук // Залізн. трансп. України, 2002. – № 5. – С. 28–30.
- Бондарев, О. М. Визначення строку служби несучих конструкцій моторвагонного рухомого складу із застосуванням методики порівняння їх динамічної завантаженості / О. М. Бондарев, В. Л. Горобец, І. М. Грушак // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2008. – Вип. 24. – С. 18–24.
- Горобец, В. Л. Аналіз експлуатаційної наробки несучих конструкцій рухомого складу в задачах продовження терміну його експлуатації / В. Л. Горобец, О. М. Бондарев, В. М. Скобленко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2010. – Вип. 35. – С. 10–16.
- Дашенко, А. Ф. ANSYS в задачах инженерной механики : монографія / А. Ф. Дашенко, Д. В. Лазарева, Н. Г. Сурьянинов. – Одесса : Астропринт, 2007. – 488 с.
- Зенкевич, О. С. Метод конечных элементов в технике / О. С. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 542 с.
- Логунов, В. Н. Устройство тепловоза ТГМ6А / В. Н. Логунов, В. Т. Смагин, Ю. И. Дорошин. – М. : Транспорт, 1989. – 320 с.
- Методика оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава. – К. : Гос. администрация ж.-д. трансп. Украины, 1998. – 51 с.
- Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М. : ВНИИЖТ РФ, 1997. – 147 с.
- Оцінка показників міцності елементів несучих конструкцій тягових агрегатів ОПЕ1А та подовження терміну їх служби / О. М. Бондарев, В. Л. Горобец, Є. М. Дзичковський та ін. // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2012. – Вип. 40. – С. 17–27.
- Потемкин, А. Е. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D / А. Е. Потемкин. – БХВ : СПб., 2004. – 512 с.
- Проведення досліджень залишкового ресурсу несучих конструкцій електропоїздів ЕР1 після їх модернізації та КРП, розробка Технічних рішень на подовження терміну їх експлуатації понад 50 років : звіт з НДР. Тема (робота) № 194/07–ЦТех–1030/07–ЦЮ від 16 липня 2007 р. – Д. : ДНУЗТ, 2007. – 60 с.
- Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : в 2 т. / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К. : Наукова думка, 1987. – 2 т.
- Экспериментальная оценка динамических качеств тепловозов ТГМ6А в условиях их эксплуатации на путях протранспорта / А. М. Бондарев, В. Л. Горобец, И. М. Грушак и др. // 36. наук. пр. КУЕТТ. Серия Трансп. системы і технології. – К., 2003. – Вип. 4. – С. 13–21.
- Электроподвижной состав промышленного транспорта : справочник / Л. В. Балон, В. А. Браташ, М. Л. Бичуч и др. ; под ред. Л. В. Балона. – М. : Транспорт, 1987. – 296 с.
- Хейвуд, Р. Б. Проектирование с учетом усталости / Р. Б. Хейвуд. – М. : Машиностроение, 1969. – 504 с.
- Boyer, Howard E. Metals Handbook, 8th Edition. Volume 10 : Failure Analysis and Prevention. Fatigue Failures / Howard E. Boyer. – American Society for Metals, Metals Park, OH. – 1975. – 604 p.
- Effect of size and frequency on fatigue properties of SM50B butt welded joint / Yoshida S., Innagaki N., Kanao M. et al. – Japan Welding Society. – 1978. – № 9. – P. 5–10.
- Fatigue crack growth behaviours at the toe of fillet welded joints under plane bending load / Y. Mitsui, Y. Kurobane, K. Harada, M. Konomi. J. – Japan Welding Society. – 1983. – № 3. – P. 58–65.

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

А. М. БОНДАРЕВ<sup>1\*</sup>, В. Л. ГОРОБЕЦ<sup>1</sup>, С. В. МЯМЛИН<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>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

<sup>1</sup>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

<sup>2</sup>Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел./факс +38 (056) 793 19 03, эл. почта sergeymyamin@gmail.com

## МЕТОДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ПРОДЛЕНИЮ СРОКА СЛУЖБЫ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

**Цель.** Целью работы является научно обоснованное внедрение наработанных методик исполнения работ по продлению назначенного срока службы единиц тягового и моторного подвижных составов промышленного транспорта. **Методика.** Для достижения поставленной цели был проведен анализ наработанных методик по продлению назначенного срока службы тягового и моторного подвижных составов магистрального транспорта; наработанные методики во время решения вопросов касательно продления назначенного срока эксплуатации единиц подвижного состава были адаптированы к тепловозам ТГМ6А и тяговым агрегатам типа ОПЕ1А. **Результаты.** На основании комплекса проведенных экспериментальных и теоретических исследований получены результаты, которые дали повод для определения возможности использования наработанных методик в решении вопросов по продлению назначенного срока эксплуатации единиц подвижного состава касательно тепловозов ТГМ6А и тяговых агрегатов типа ОПЕ1А. **Научная новизна.** На основании проведенных экспериментальных и теоретических исследований выполнено научное сопровождение работ, обеспечивающих продление назначенного срока службы тяговых и моторных единиц промышленного подвижного состава. **Практическая значимость.** Разработаны технические решения с мероприятиями, которые должны выполняться во время эксплуатации в пределах продленного назначенного срока службы тяговых и моторных единиц промышленного подвижного состава предприятий, на которых в обеспечении основных технологических циклов используются тепловозы и тяговые агрегаты.

**Ключевые слова:** тележки; кузова; расчетные модели; экспериментальные исследования; теоретические расчеты; тепловозы ТГМ6А; тяговые агрегаты ОПЕ1А; показатели прочности

О. М. BONDAREV<sup>1\*</sup>, V. L. GOROBETS<sup>1</sup>, S. V. MYAMLIN<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>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

<sup>1</sup>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

<sup>2</sup>Dep. «Cars and Wagon Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel./fax +38 (056) 793 19 03, e-mail sergeymyamin@gmail.com

## METHODS AND RESEARCH CONCERNING SERVICE LIFE EXTENSION OF SUPPORTING STRUCTURES OF TRACTION ROLLING STOCK FOR INDUSTRIAL TRANSPORT

**Purpose.** The purpose of work is scientifically grounded introduction of the acquired techniques into works for service life extension of the traction and motor rolling stock for industrial transport. **Methodology.** To achieve the purpose it was analyzed the acquired techniques for service life extension of the traction and motor rolling stock for mainline transport. The acquired techniques during solution of problems concerning the service life extension of rolling stock units were adapted to the locomotives TGM6A and traction aggregates OPE1A. **Findings.** On the basis of experimental and theoretical complex of studies some results were obtained. They gave the ground to determine

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

the possibility of acquired techniques use when solving the problems on service life extension of rolling stock units concerning locomotives TGM6A and traction aggregates OPE1A. **Originality.** On the basis of conducted experimental and theoretical studies scientific maintenance of the works providing extension of service life of traction and motor units of industrial rolling stock was executed. **Practical value.** Technical solutions and measures, which have to be carried out during operation within the prolonged appointed service life of traction and motor units of industrial rolling stock enterprises using locomotives and traction aggregates to provide the basic technological cycles were developed.

**Keywords:** bogies; bodies; calculation models; experimental studies; theoretical calculations; TGM6A locomotives; traction aggregates OPE1A; durability indicators

## REFERENCES

1. Bodnar B.Ye., Gorobets V.L., Grushchak I.M. Metody sravnitelnoy otsenki resursa nesushchikh konstruktivnykh podvizhnogo sostava [Methods of comparative evaluation of the supporting units' resource of rolling stock]. *Vestnik Vostochnoukrainskogo natsionalnogo universiteta imeni V. Dala* [Bulletin of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University], 2004, no. 3 (78), pp. 118-126.
2. Bondarev O.M., Horobets V.L., Ostapiuk B.Ya. Metodyky otsinky zalyshkovoho resursu pasazhyrskoho rukhomoho skladu [Methods of residual life evaluation of passenger rolling stock]. *Zaliznychnyi transport Ukrainy – Railway Transport of Ukraine*, 2002, no. 5. pp. 28-30.
3. Bondarev O.M., Horobets V.L., Hrushchak I.M. Vyznachennia stroku sluzhby nesuchykh konstruktivnykh motorvohonnoho rukhomoho skladu iz zastosuvanniam metodyky porivniannia yikh dynamichnoi zavantazhenosti [Determination of the bearing structures durability of motor and wagon rolling stock using the matching technique of their dynamic load]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnogo universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2008, issue 24, pp. 18-24.
4. Horobets V.L., Bondarev O.M., Skoblenko V.M. Analiz ekspluatatsiinoi narobky nesuchykh konstruktivnykh rukhomoho skladu v zadachakh prodovzhennia terminu yoho ekspluatatsii [Analysis of supporting structures operational life length of rolling stock in the problems of its service life extension]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnogo 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.
5. Dashchenko A.F., Lazareva D.V., Suryaninov N.G. *ANSYS v zadachakh inzhenernoy mekhaniki* [ANSYS in problems of engineering mechanics]. Odessa, Astroprint Publ., 2007. 488 p.
6. Zenkevich O.S. *Metod konechnykh elementov v tekhnike* [The finite element method in engineering]. Moscow, Mir Publ., 1975. 542 p.
7. Logunov V.N., Smagin V.T., Doroshin Yu.I. *Ustroystvo teplovoza TGM6A* [TGMLA diesel locomotive structure]. Moscow, Transport Publ., 1989. 320 p.
8. *Metodika otsenki ostatochnogo resursa nesushchikh konstruktivnykh tyagovogo podvizhnogo sostava* [Method of the residual life estimation of locomotives supporting units]. Kyiv, Gosudarstvennaya administratsiya zheleznodorozhnogo transporta Ukrainy Publ., 1998. 51 p.
9. *Normy rascheta i otsenki prochnosti nesushchikh elementov i dinamicheskikh kachestv ekipazhnoy chasti lokomotivov zheleznykh dorog MPS RF kolei 1520 mm* [Calculating and assessing norms of the supporting units strength and dynamic qualities of the railways locomotive underframe in MPS RF, type 1520 mm]. Moscow, VNIIZhT RF Publ., 1997. 147 p.
10. Bondarev O.M., Horobets V.L., Dzichkovskiy Ye.M., Kryvchykov O.Ye., Yagoda D.O., Bondareva V.S. Otsinka pokaznykh mitsnosti elementiv nesuchykh konstruktivnykh tiahovykh ahrehativ OPE1A ta podovzhennia terminu yikh sluzhby [Evaluation of supporting structures strength elements of OPE1A traction units and prolongation of its service life]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnogo universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2012, issue 40, pp. 17-27.
11. Potemkin A. *Tverdotelnoye modelirovaniye v sisteme KOMPA –3D* [Solid modeling of KOMPAS-3D system]. Saint Petersburg, BKHV Publ., 2004. 512 p.
12. *Provedennia doslidzhen zalyshkovoho resursu nesuchykh konstruktivnykh elektrovoziv ER1 pislia yikh modernizatsii ta KRP, rozrobka Tekhnichnykh rishen na podovzhennia terminu yikh ekspluatatsii ponad 50 rokiv* [Research concerning residual resource of supporting units of EF1 electric trains after their modernization and

## ПРОМИСЛОВИЙ ТРАНСПОРТ

- capital repair, development of technical solutions in order to extend their lifetime for more than 50 years]. Dnipropetrovsk, DNUZT Publ., 2007. 60 p.
13. Troshchenko V.T., Sosnovskiy L.A. *Soprotivleniye ustalosti metallov i splavov* [Fatigue resistance of metals and alloys]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 1987. 2 vol.
  14. Bondarev A.M., Gorobets V.L., Grushchak I.M. Eksperimentalnaya otsenka dinamicheskikh kachestv teplovozov TGM6A v usloviyakh ikh ekspluatatsii na putyakh promtransporta [Experimental evaluation of TGM6A locomotives dynamic qualities in their operation conditions on the industrial transport tracks]. *Zbirnyk naukovykh prats KUETT. Seriya Transportni systemy i tekhnologii* [Proceedings of KUETT. Series Transport systems and technologies]. Kyiv, 2003, issue 4, pp. 13-21.
  15. Balon L.V., Bratash V.A., Bichuch M.L. *Elektropodvizhnoy sostav promyshlennogo transporta* [Electric stock of industrial transport]. Moscow, Transport Publ., 1987. 296 p.
  16. Kheyvud R.B. *Proyektirovaniye s uchetom ustalosti* [Designing taking into account fatigue]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1969. 504 p.
  17. Boyer Howard E. *Metals Handbook, 8th Edition. Volume 10: Failure Analysis and Prevention. Fatigue Failures*. American Society for Metals Publ., 1975. 604 p.
  18. Yoshida S., Innagaki N., Kanao M. Effect of size and frequency on fatigue properties of SM50B butt welded joint. *Japan Welding Society*, 1978, no. 9, pp. 5-10.
  19. Mitsui Y., Kurobane Y., Harada K., Konomi M. Fatigue crack growth behaviours at the toe of fillet welded joints under plane bending load. *Japan Welding Society*, 1983, no. 3, p. 58-65.

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

Надійшла до редколегії 05.03.2014

Прийнята до друку 15.04.2014