

О. М. БОНДАРЄВ, В. Л. ГОРОБЕЦЬ, Є. М. ДЗІЧКОВСЬКИЙ, О. Є. КРИВЧИКОВ,  
Д. О. ЯГОДА, В. С. БОНДАРЄВА (ДІПТ)

## ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТЯГОВИХ АГРЕГАТІВ ОПЕ1А ТА ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЇХ СЛУЖБИ

В статті наведено результати комплексу робіт, спрямованих на забезпечення подовження терміну експлуатації тягових агрегатів ОПЕ1А.

*Ключові слова:* подовження терміну служби, метод скінчених елементів, твердість матеріалу, напружено-деформований стан, границя витривалості, еквівалентні напруження

На початку випуску тягових агрегатів ОПЕ1А спеціалістами Дніпропетровського НВО «Електрозобудування», у відповідності до Технічного завдання на розробку та виробництво, було призначено строк служби основних несучих конструкцій, які впливають на безпеку руху та на безпеку виконання покладених на ці одиниці завдань, двадцять п'ять років. При цьому слід відзначити, що вказана одиниця під час розробки та виробництва створювалася як така, яка повинна працювати в складних умовах. Тому геометричні характеристики основних несучих конструкцій призначалися з умови забезпечення досить великих значень коефіцієнтів запасу міцності. В такій ситуації виникає питання про проведення комплексу робіт, які нададуть можливість продовжити термін експлуатації цих тягових агрегатів.

На рис. 1 показано загальний вигляд електровоза управління, дизельної секції та вагона-думпкара тягового агрегату ОПЕ1А.

Враховуючи те, що на промислових підприємствах України експлуатується досить великий парк тягових агрегатів серії ОПЕ1А, термін яких наблизився до призначеного, тому останнім часом науковці разом з спеціалістами виробництва почали вести роботу з проведення капітальних ремонтів з подовженням терміну експлуатації.

Для визначення можливості та умов продовження строку служби рам візків тягового агрегату ОПЕ1А та кузова електровоза управління виконано комплекс робіт, які передбачені чинною нормативною документацією з продовження терміну служби. При цьому було проведено обстеження технічного стану основних несучих конструкцій рам візків, рам кузовів електровоза управління та вагона думпкара; проведено розрахунки з використанням методу

скінчених елементів для ретельного аналізу напружено-деформованого стану несучих конструкцій; проведено аналіз результатів статичних міцнісних та динамічних міцнісних випробувань з визначення напружень найбільш навантажених елементів несучих конструкцій рами візків електровоза управління, дизельної секції та вагона думпкара; з метою визначення показників втоми проведено обстеження стану несучих конструкцій та проведено розрахунки з визначення їх ресурсу.



Рис. 1. Загальний вигляд електровоза управління, дизельної секції та вагона-думпкара тягового агрегату ОПЕ1А

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

Твердість вимірювалась на верхній та нижній полицках, а також в середині бічної стінки поздовжньої балки в зоні приєднання до неї поперечної шкворневої балки динамічним твердоміром ТДМ-1, зав. №624 який повірено спеціалістами ДСТУ 06.04.2010.

Результати цих вимірювань наведено у табл. 2.

Таблиця 2

**Величини твердості матеріалу несучих  
конструкцій рам візків**

№ візка	Верхня полиця		Бічна стінка		Нижня полиця	
	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення
3910	153,8	5,6	153	1,9	151,3	7,6
3899	150,6	6,1	130,8	4,3	157	4,3

Місця, в яких вимірювалась твердість матеріалу на рамах візків електровоза управління, дизельної секції та вагона-думпкара, вказано на рис. 2.

На основі Методики оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій тягового рухомого складу [1] та «Норм расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм» [3] було зроблено оцінку ресурсу рам візків електровоза управління та вагона – думпкара, а також умов подальшої експлуатації їх кузовів.

Для проведення розрахунків ресурсу були використані дані попередніх випробувань, а також результати з визначення границі витривалості на підставі вимірювання твердості матеріалу основних несучих конструкцій.

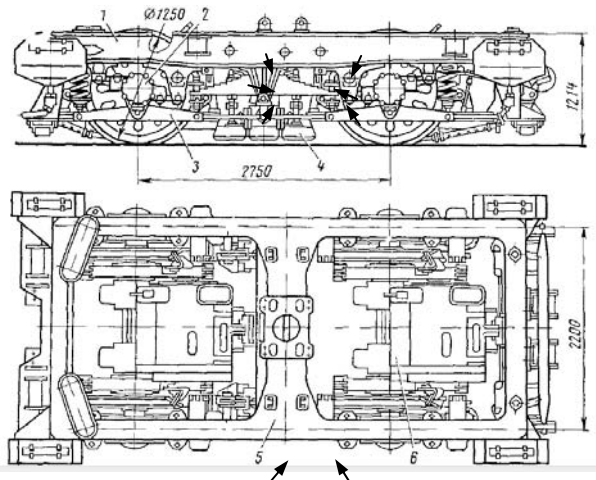


Рис. 2. Місця вимірювання твердості матеріалу на візках електровоза управління, дизельної секції та вагона-думпкара

Нормативні [2] розрахунки міцності рам візків електровоза управління, дизельної секції, вагона – думпкара та рами кузова електровоза управління тягового агрегату ОПЕ1 проведено з використанням результатів динамічних ходо-

вих випробувань та аналітично за допомогою метода скінченних елементів (МСЕ) на програмному комплексі COSMOSWorks 2006, який пройшов вичерпне тестування при розрахунках напружено-деформованого стану складних несучих конструкцій рухомого складу у ГНДЛ ДМРС.

**Непряма оцінка границі витривалості матеріалу рам візків тягових агрегатів ОПЕ1А**

В рамках проведення робіт з використання непрямих методів контролю ресурсу несучих конструкцій електропоїздів EP1, EP2, EP9 [1], на базі випробувальної лабораторії ДКБ «Південне» (ДП «Південний машинобудівний завод») був проведений лабораторний експеримент із порівняльною оцінкою твердості плоских стандартних зразків, до та після проведення випробувань. Плоскі зразки були вирізані з низьколегованої маловуглецевої листової сталі 20ГФЛ. Результати порівняння твердості зразків наведені на рис. 1. Для наведених даних отримані математичні очікування і стандарти відхилення, які склали:

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

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

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

Таким чином, порівняння результатів, отриманих з вимірювання твердості екземплярів рам візків електропоїздів EP1 та зразків, з якими проводилися випробування, не дозволяє зробити висновки про можливість використання твердості металу по Бринелю як основу одного з методів неруйнівного контролю ресурсу несучої конструкції. У цей же час, вимірювання поверхневої мікротвердості [2] пропонується як один з можливих способів неруйнівної технології контролю ресурсу матеріалів (хоча з урахуванням звичайного стану поверхні НК рухомого складу, така технологія буде скрутною в застосуванні).

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

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

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

Результати, отримані в роботі [1], можуть дати певне уявлення щодо характеру зміни твердості матеріалу в процесі напрацювання (хоча, очевидно, внаслідок невеликого відхилення значень від вихідних, не можуть бути признані єдиним критерієм оцінки напрацювання та ресурсу).

Результати, нормовані відносно вихідних величин твердості, наведено в табл. 1.

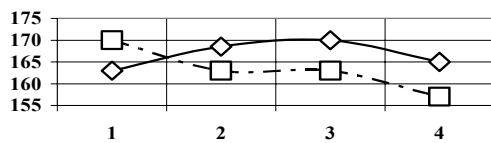


Рис. 1. Твердість по Бринелю (НВ) плоских сталевих зразків на початку циклічного навантаження (лінія 1) і після руйнування (лінія 2)

### Відносна зміна твердості зразків з малоуглецевої сталі в процесі напрацювання

№ пор.	Параметр	Значення, %	
		Вихідний стан	Перед руйнуванням
1	Твердість по Бринелю	100	97,6
2	Середньоквадратичне відхилення твердості по Бринелю	1,79	3,1

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

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, зав. № 624 який повірений у відповідності до ДСТУ 06.04.2010.

Результати цих вимірювань наведено у табл. 2.

Таблиця 2

### Величини твердості матеріалу несучих конструкцій рам візків

№ візка	Верхня полиця		Бічна стінка		Нижня полиця	
	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення	Середнє значення	Середнє квадратичне відхилення
3910	153,8	5,6	153	1,9	151,3	7,6
3899	150,6	6,1	130,8	4,3	157	4,3

З даних табл. 3 можна зробити висновок, що в рамі візка тягового агрегату найбільше напрацювання за номіналом та характером показників твердості має нижня полиця її поздовжньої балки, якій необхідно приділити особливу увагу при організації контролю її технічного стану та мати на увазі можливість необхідності розробки проектів її посилення, при необхідності.

Відповідно до даних робіт [4, 5], отриманих для великого об'єму конструкційних матеріалів, між межами витривалості (при вигині або розтягуванні) і текучості існує відома регресійна залежність (рис. 2).

Згідно з цими даними межа витривалості  $\sigma_{-1}$  може бути пов'язана з твердістю по Бринелю НВ лінійно залежністю вигляду

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

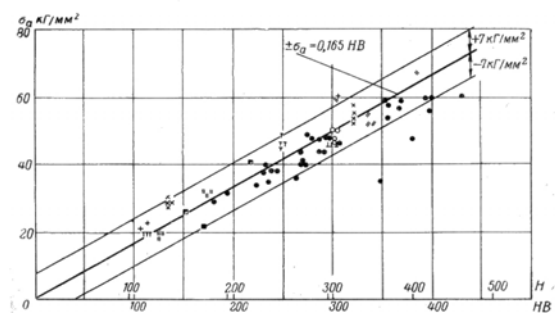


Рис. 2. Залежність між межею витривалості та твердістю по Бринелю (НВ) і по Роквелю (Н) для сталей (за даними різних авторів)

Відразу необхідно відзначити, що формула (1) досить обґрунтована для міцних сталей і дає недостовірні результати для низьколегованих малоуглецевих сталей, які в основному вико-

ристовуються для виробництва несучих конструкцій рухомого складу.

Крім того, з даних рис. 2 і формули (1) виходить наявність статистичного розсіювання в кореляційному зв'язку вищевказаних величин,

що тим більше схиляє до використання в подальших викладеннях нижньої границі межі витривалості при використанні регресійної залежності (1).

Таблиця 3

**Відносні величини твердості матеріалу несучих конструкцій рам візків з урахуванням нерівномірного стану поверхні (коефіцієнт концентрації  $K_\sigma = 1,1 \cdot 1,0/0,75 = 1,467$  [3])**

№ візка	Верхня полиця		Бічна стінка		Нижня полиця	
	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %	Середнє значення, %	Середнє квадратичне відхилення, %
3910	100	2,48	100	0,85	100	3,42
3899	100	1,9	100	2,24	100	1,87

Оцінка середньої границі витривалості матеріалу рам візків наданого агрегату орієнтовно складає

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 1,65 \cdot HB_{\min} \pm 70 = \\ &= 1,65 \cdot 151,3 \pm 70 = 250 \left( \frac{180}{320} \right) \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Таким чином, орієнтовне мінімальне значення границі витривалості матеріалу обстежених рам візків складає  $\sigma_{-1\min} = 180$  МПа.

#### Результати статичних та динамічних міцнісних ходових випробувань

Спеціалістами Галузевої науково-дослідної лабораторії було проведено 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 шкворневого 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 м) та при рухові стрілочними переводами.

На рис. 3 наведено вид рами візка із встановленими на ній тензорезисторами для вимірювання напружень в найбільш навантажених місцях.

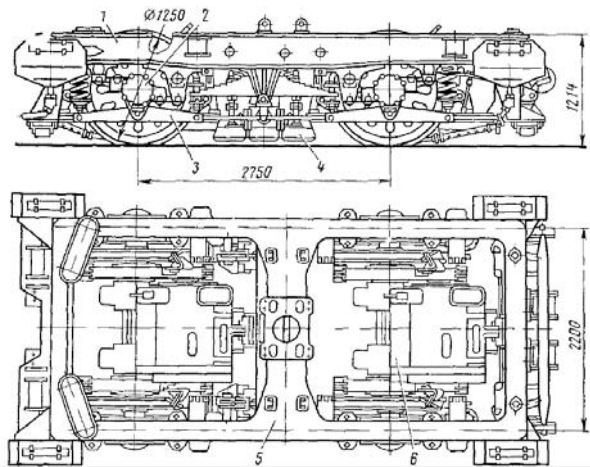


Рис. 3. Вид рами візка з встановленими на ній тензорезисторами для вимірювання напружень в найбільш навантажених місцях

В якості показників міцності було визначено коефіцієнти запасу втомної міцності

$$n_{\text{вт}} = \frac{\sigma_{-1}}{k\sigma_a + \psi\sigma_m}$$

по статичній несучій спроможності

$$n_{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_a + \sigma_m}, \quad \sigma_m = \sigma_{\text{ст}} + \sigma_f.$$

В наведених формулах:  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості при симетричному циклі;  $\sigma_a$  – амплітуди циклів напружень при заданій швидкості руху;  $\sigma_{\text{ст}}$  статичне напруження від ваги кузова;  $\sigma_f$  – напруження від сили тяги при відповідній швидкості руху;  $k$  – коефіцієнт, який враховує зменшення витривалості конструкції, який приймається за даними чинної нормативної документації рівним 2,1;  $\psi$  – коефіцієнт асиметрії циклу, який

при  $\sigma_{ст} > 0$  дорівнює 0,3, а при  $\sigma_{ст} < 0$  дорівнює 0,1.

В табл. 4 наведено результати вимірювань та розрахунків з визначення коефіцієнтів запасу.

Таблиця 4

Позначення точки	1	2	3	4	5
$\sigma_{ст}$ , МПа	-52	-53	28	19	39
$\sigma_f$ , МПа	40	41	20	14	24
$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_f$ МПа	92	94	48	33	63
$\sigma_a$ , МПа	25	26	31	32	25
$n_{вт}$	2,77	2,58	2,15	2,21	2,38
$n_T$	2,03	2,0	3,04	3,7	2,73

Ці результати було отримано при наступних значеннях границі витривалості  $\sigma_{-1} = 170$  МПа, та границі текучості  $\sigma_T = 240$  МПа.

Чинною нормативною документацією встановлено, що наведені коефіцієнти запасу міцності  $n_{вт} \geq 2$ ,  $n_T \geq 2$ . З такої точки зору дані наведеної таблиці свідчать, що міцність основних несучих елементів рами візку електровоза управління забезпечена.

Результати чисельних розрахунків з визначення напружено-деформованого стану рами кузова електровоза управління, рами вагона-думпкара та рам візків всього тягового агрегату ОПЕ1А.

#### Рама кузова електровоза управління та результати розрахунків на міцність

На рис. 4 наведено загальний вигляд рами кузова електровоза управління тягового агрегату ОПЕ1А, а на рис. 5 – її скінченно-елементна розрахункова модель для проведення чисельних розрахунків з визначення напружено-деформованого стану. Далі на рис. 6-16 наведено: види деформованих станів рами кузова електровоза управління при дії різни варіантів навантажень; поля розподілу напружень; фрагменти конструкцій з відзначенням точок, в яких створюються найбільші еквівалентні за четвертою теорією міцності напруження.

Розроблена скінченно-елементна розрахункова схема складається з 233789 вузлових точок та нараховує 123615 скінчених елементів.

Під час проведення розрахунків 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 представлялася у вигляді діючого розподіленого навантаження на відповідних дільницях складається: з ваги трансформатора, двох вентиляторів та іншого обладнання. Нижче на рис. 6 наведено схема дії відповідного навантаження, а на рис. 7, 8 та 9 поля розподілу напружень та вид деформованого стану. Найбільший рівень еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності від дії такого навантаження створюється у точці відміченою маркером та дорівнює 83 МПа.



Рис. 4. Загальний вигляд моделі рами кузова електровоза управління тягового агрегату ОПЕ1А

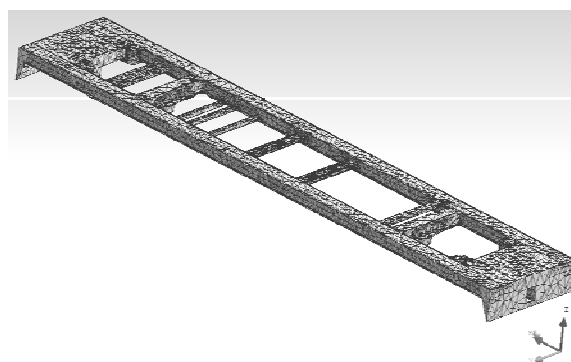


Рис. 5. Скінченно-елементна розрахункова схема рами кузова для проведення чисельних розрахунків з визначення напружено-деформованого стану

На рис. 10 наведено схему діючого навантаження при рухові тягового агрегату в режимі тяги, а на рис. 11–13 – результати відповідних розрахунків. Величину тягового зусилля було визначено на підставі тягових характеристик за умовою зрушення тягового агрегату з місця. Величина тягового зусилля дорівнює 1260 кН, що відповідає зусиллю діючому на раму електровоза управління 420 кН. Далі перерозподіл цього зусилля виконано у відповідності до конструктивних особливостей екіпажної частини електровоза управління. У відміченій маркером точці на рамі кузова в цьому режимі руху найбільше розрахункове напруження дорівнює 128 МПа.

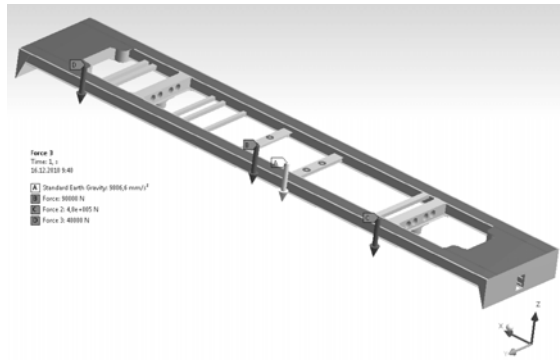


Рис. 6. Схема прикладення вертикального статичного навантаження, що передається на раму кузова

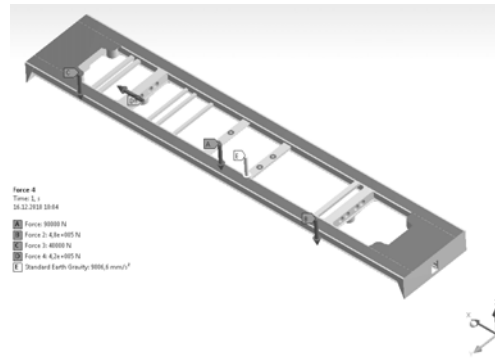


Рис. 10. Схема навантажень, що прикладаються до рами кузова при реалізації тяги



Рис. 7. Поля розподілу еквівалентних напружень та деформований стан рами кузова при дії вертикального навантаження

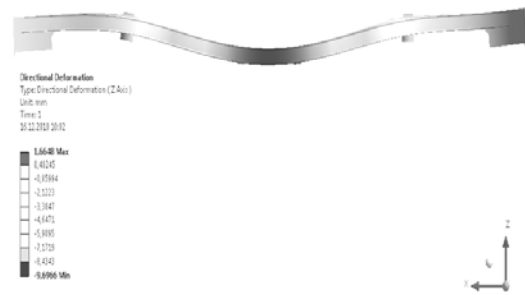


Рис. 11. Поля розподілу напружень та деформований стан рами візка при русові в режимі тяги (тягове зусилля 1260 кН всього агрегату)

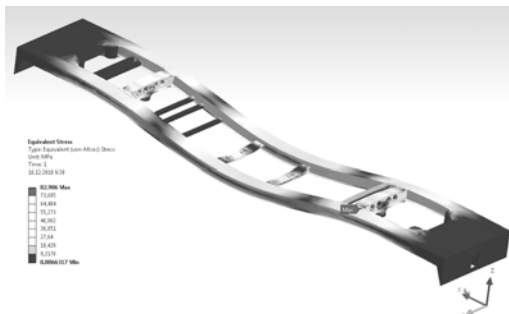


Рис. 8. Поля розподілу еквівалентних напружень у рамі кузова з відзначенням маркером точки, в якій створюються найбільші напруження

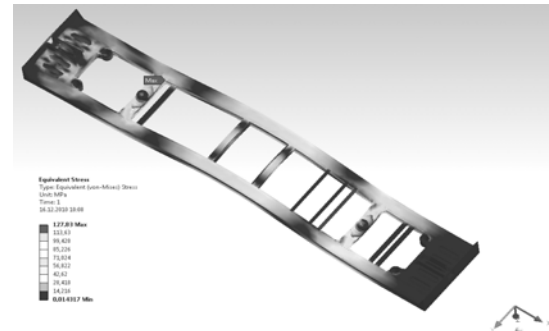


Рис. 12. Поля розподілу еквівалентних напружень та деформований стан рами візка при русові в режимі тяги (тягове зусилля 1260 кН всього агрегату)

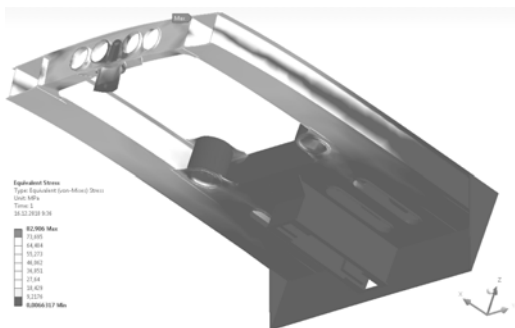


Рис. 9. Поля розподілу еквівалентних напружень у фрагменту конструкції рами кузова від дії вертикального навантаження з відзначенням маркером точки, в якій створюються найбільші напруження

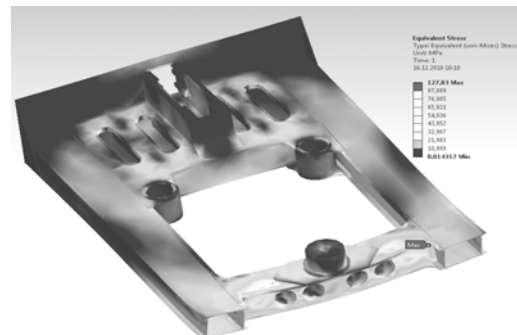


Рис. 13. Поля розподілу еквівалентних напружень у фрагменту конструкції рами кузова при русові в режимі тяги з відзначенням маркером точки, в якій створюються найбільші напруження

На рис. 14 показано схему прикладання сти-скаючого навантаження, на яке повинні розра-ховуватися елементи рами кузова у відповідно-сті до вимог Норм [ 3 ].

На рис. 15 та 16 наведено поля розподілу напружень та вид деформованого стану при та-кому режимі навантаження. В точці, відміченої маркером створюються найбільші еквівалентні напруження для цього випадку. Слід відмітити те, що в залежності від рівня стискаючого на-пруження в цій точці рівні напружень можуть досягати досить високих рівнів. Тому під час продовженого терміну експлуатації необхідно контролювати стан місць та вузлів рами кузова, позначених маркером.

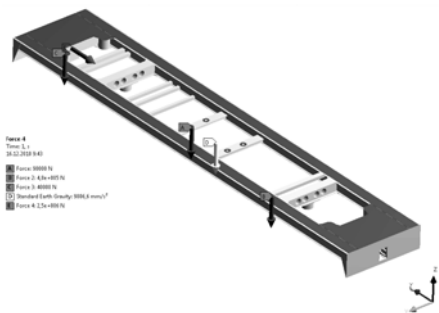


Рис. 14. Схема навантаження рами кузова на дію по-здовжніх стискаючих зусиль



Рис. 15. Поля розподілу еквівалентних напружень та деформований стан рами візка при дії поздовжньої стискаючої сили (стискаюче зусилля 2500 кН)



Рис. 16. Поля розподілу напружень та деформова-ний стан рами кузова при дії поздовжньої стискаю-чої сили 2500 кН. Маркером відмічена точка, в якій створюються найбільші напруження

На рис. 17–21 наведено результати розраху-нків з визначення напружено-деформованого стану рами вагона-думпкара на дію вертикаль-ного навантаження.

На рис. 17 показано загальний вигляд моделі рами вагона думпкара, а на рис. 18 розрахунко-ва скінченно-елементна схема моделі для про-ведення чисельних розрахунків напружено-деформованого стану в різних режимах експлу-атації. Розрахункова скінченно-елементна схе-ма моделі для проведення розрахунків напру-жено-деформованого стану складається з 150648 вузлів та має 81909 скінченних еле-ментів.

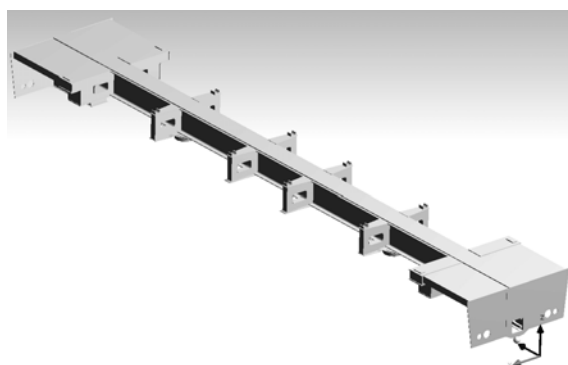


Рис. 17. Загальний вигляд моделі рами вагона думпкара

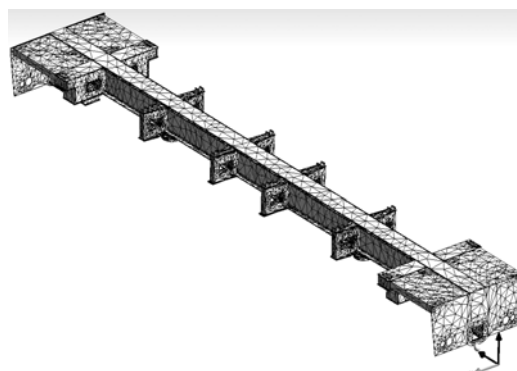


Рис. 18. Розрахункова скінченно-елементна схема моделі для проведення чисельних розрахунків напружено-деформованого стану

На рис. 19 наведено схему прикладання вер-тикального навантаження до рами вагона-думпкара, на рис. 20 деформований стан від дії вертикального навантаження, а на рис. 21 та 22 результати розрахунків напружено-деформо-ваного стану при її навантаженні вагою кузова та обладнання 54,2 кН, а також від вантажу ва-гою у 604 кН.

На рис. 23 наведено схему діючого наван-таження на раму вагона-думпкара при рухові в такому режимі.

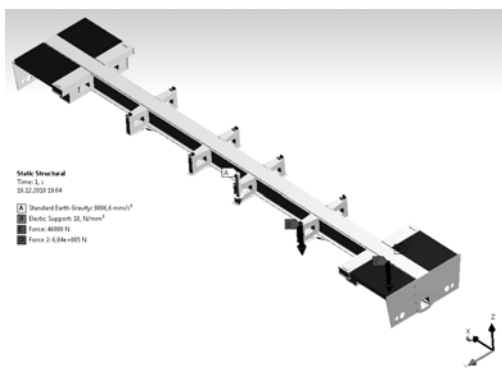


Рис. 19. Схема прикладання вертикального навантаження до рами вагона-думпкара

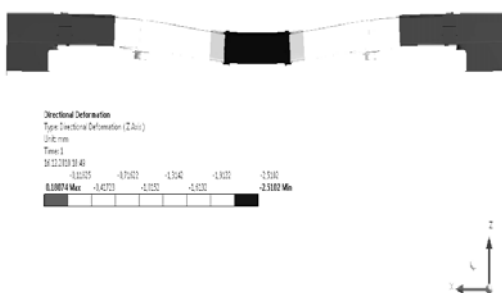


Рис. 20. Деформований стан рами вагона-думпкара від дії вертикального навантаження

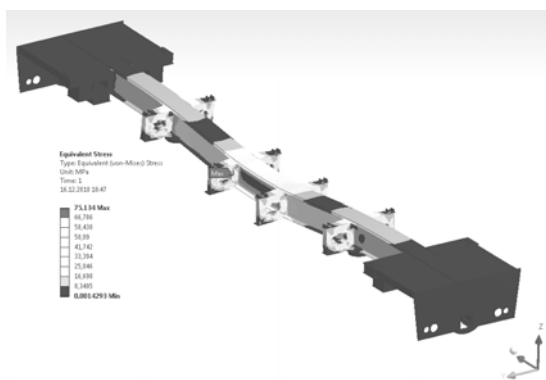


Рис. 21. Поля напружень та деформований стан рами вагона-думпкара від дії вертикального вантажу. Маркером відмічена точка за найбільшим рівнем напружень

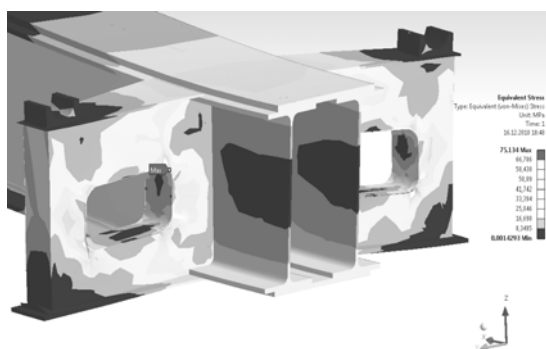


Рис. 22. Фрагмент конструкції рами візка з відміченою маркером точкою, в якій створюються найбільші напруження від вертикального навантаження

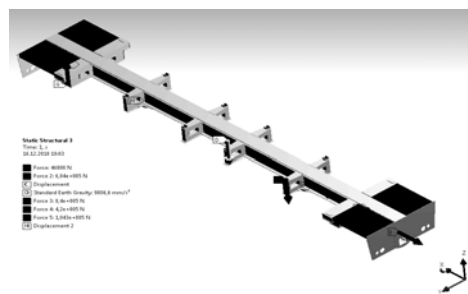


Рис. 23. Схема діючого навантаження на раму вагона-думпкара при зрушенні тягового агрегату з місця

На рис. 24 показано деформований стан рами вагона-думпкара від дії тягового зусилля та вертикального навантаження, а на рис. 24 та 25 наведено поля розподілу напружень, отриманих при розрахунку напружено-деформованого стану в цьому режимі.



Рис. 24. Деформований стан рами вагона-думпкара при зрушенні тягового агрегату з місця

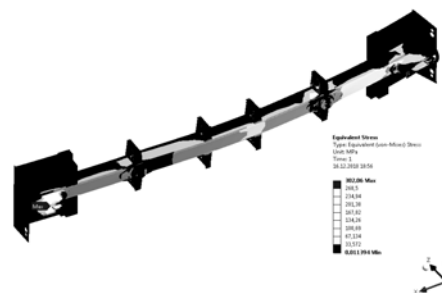


Рис. 25. Поля напружень та вид деформованого стану рами вагона-думпкара при зрушенні з місця тягового агрегату (тягове зусилля всього агрегату 1260 кН). Маркером відмічена точка з найбільшим рівнем напружень

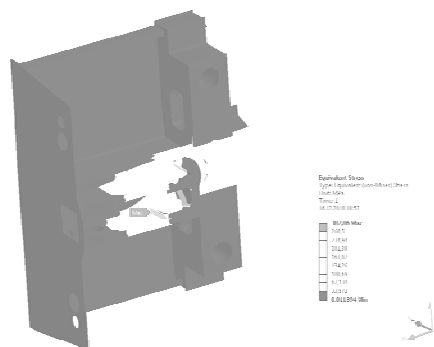


Рис. 26. Фрагмент конструкції рами вагона-думпкара з наведеним полем розподілу напружень та з відміченою маркером точкою з найбільшим рівнем напружень при зрушенні тягового агрегату з місця (тягове зусилля всього агрегату 1260 кН)



На рис. 27 наведено схему навантаження для розрахунку напружено-деформованого стану рами вагона-думпкара на поздовжнє стиснення.

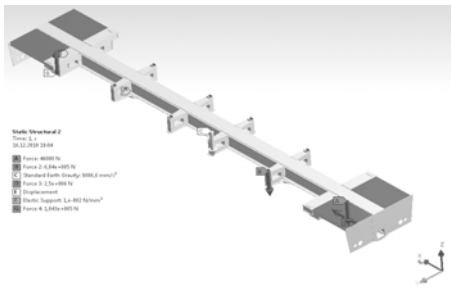


Рис. 27. Схема навантаження рами вагона-думпкара для розрахунків напружено-деформованого стану на поздовжній стиск

На рис. 28 показано деформований стан рами вагона-думпкара при поздовжньому стисканні силами 2500 кН, а на рис. 29–30 поля розподілу напружень при цьому виді навантаження.



Рис. 28. Деформований стан рами вагона-думпкара при поздовжньому стисканні силами 2500 кН

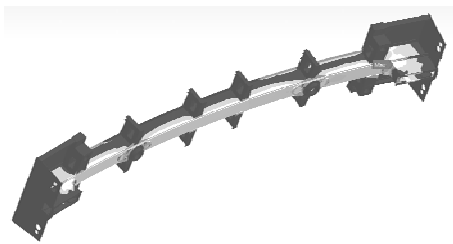


Рис. 29. Поля розподілу напружень та вид деформованого стану рами вагона-думпкара при поздовжньому стиску силою 2500 кН. Маркером відмічена точка з найбільшим рівнем напружень

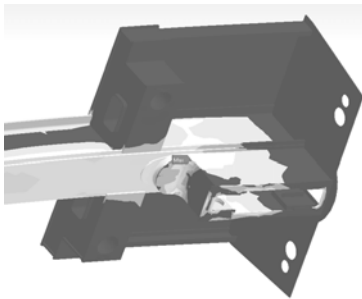


Рис. 30. Фрагмент конструкції рами вагона-думпкара з наведеним полем розподілу напружень та з відміченою маркером точкою з найбільшим рівнем напружень при поздовжньому стиску силою 2500 кН

На рис. 31 наведено загальний вигляд рами візків тягового агрегату ОПЕ1А, а на рис. 31 – скінченно-елементна розрахункова схема моделі для проведення чисельних розрахунків з визначення напружено-деформованого стану. Скінченно-елементна розрахункова модель складається з 18943 елементів та має 109794 вузли.

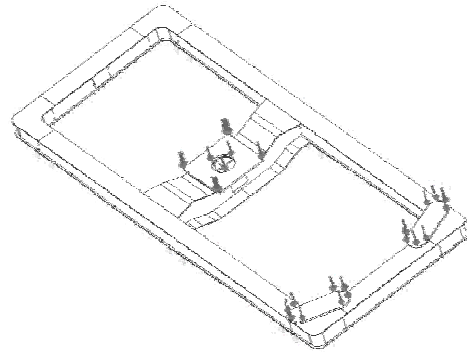


Рис. 31. Загальний вигляд рами візків тягового агрегату ОПЕ1А

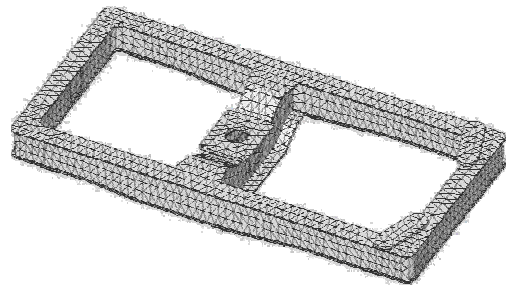


Рис. 32. Скінченно-елементна розрахункова схема моделі рам візків тягового агрегату ОПЕ1А для проведення розрахунків з визначення напружено-деформованого стану

На рис. 33–35 наведено результати розрахунку рами візка на дію вертикального навантаження та поле розподілу напружень.

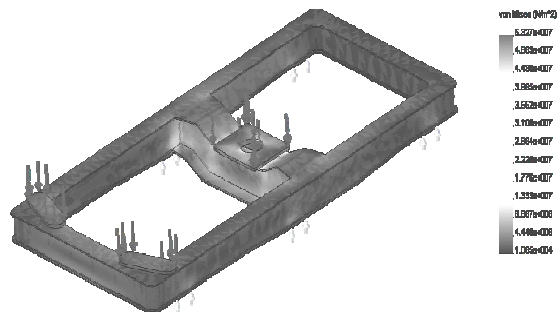


Рис. 33. Результати розрахунку рами візка на дію вертикального навантаження та поле розподілу напружень (вид зверху)

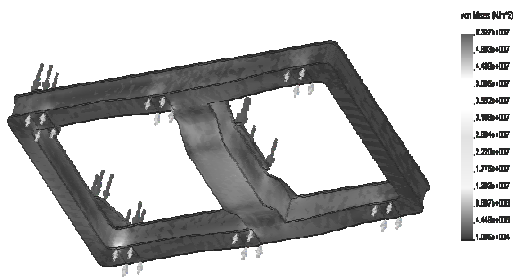


Рис. 34. Результати розрахунку рами візка на дію вертикального навантаження та поле розподілу напружень (вид знизу)

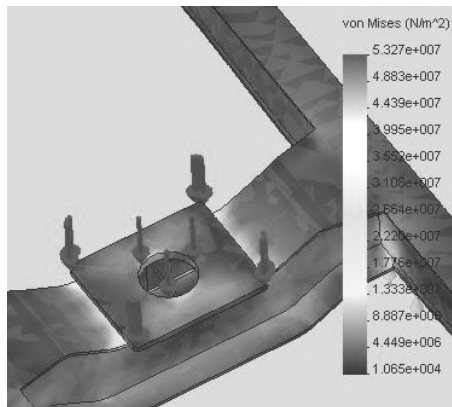


Рис. 35. Фрагмент рами візка з результатами на дію вертикального навантаження та поле розподілу напружень (вид зверху)

На рис. 37 показано фрагмент конструкції рами візка та поле розподілу напружень від дії вертикального та поздовжнього навантаження при зрушенні тягового агрегату з місця.

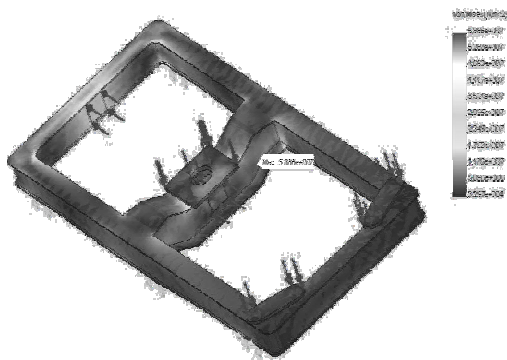


Рис. 36. Поле розподілу напружень в рамі візку від дії вертикального та поздовжнього навантаження при зрушенні тягового агрегату з місця

### Висновки щодо строку служби несучих конструкцій рам візків та кузова електровоза управління, а також рам візків вагона-думпкара тягового агрегату ОПЕ1А

1.1. На підставі проведення експериментальних випробувань з визначення рівнів напру-

жень, що створюються в умовах експлуатації в несучих конструкціях рам візків електровоза управління і вагона-думпкара та розрахунків напружено-деформованого стану рам візків у кузовів одиниць рухомого складу тягового агрегату ОПЕ1А, зроблено такі висновки:

– Ресурс рам візків електровоза управління, дизельної секції і вагона-думпкара на поточний момент складає 40 років їх експлуатації від побудови при умові проведення систематичного неруйнівного контролю.

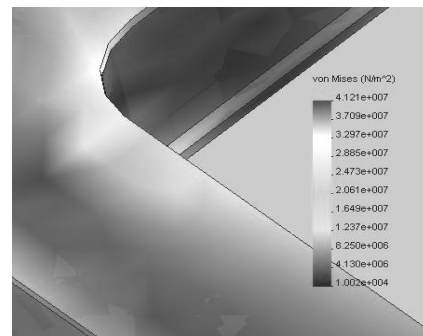


Рис. 37. Фрагмент конструкції рами візка та розподіл напружень від дії вертикального та поздовжнього навантаження при зрушенні тягового агрегату з місця

– Ресурс рам кузова електровоза управління складає 40 років від побудови при умові проведення систематичного неруйнівного контролю.

– Візки, в основному металі рами яких виявлено повторне виникнення тріщини на місці раніше зробленого заварювання, виключаються з подальшої експлуатації.

– Наднормативна експлуатація кузова електровоза управління тягового агрегату ОПЕ1А забезпечується проведенням необхідних робіт при капітальних ремонтах з подовженням строку служби (КРП) 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 забезпечується проведенням систематичного неруйнівного контролю несучих конструкцій рам візків та кузова кваліфікованим персоналом.

– Наднормативна експлуатація тягового агрегату не допускається при відсутності справних гасників коливань, які передбачені конструкторською документацією (КД).

– Колісні пари мають бути відремонтовані у відповідності до Інструкції ВНД 32.0.07.001-2001 [13].

На підставі виконаного комплексу робіт за-  
мовнику надається «Технічне рішення заходів  
під час подовженого терміну експлуатації».

#### БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Методика оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава [Текст]. – К.: Гос. администрация ж.-д. трансп. Украины, ДИИТ, 1998. – 51 с.
2. Duyi, Ye. An approach to investigate pre-nucleation fatigue damage of cyclically loaded metals using Vickers microhardness tests [Text] / Ye. Duyi, Zhenlin Wang // Int. J. of Fatigue. – Jan. 2001. – Vol. 23, Issue 1. – P. 85–91.
3. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
4. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов [Текст] : в 2 т. / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – 1303 с.
5. Хейвуд, Р. Б. Проектирование с учетом усталости [Текст] / Р. Б. Хейвуд. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.
6. Электроподвижной состав промышленного транспорта [Текст] : справочник / Л. В. Баллон [и др.]; под ред. Л. В. Баллона. – М.: Транспорт, 1987. – 296 с.

Надійшла до редколегії 05.09.2011.  
Прийнята до друку 16.09.2011.

А. М. БОНДАРЕВ, В. Л. ГОРОБЕЦ, Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, А. Е. КРИВЧИКОВ,  
Д. А. ЯГОДА, В. С. БОНДАРЕВА

### **ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТЯГОВЫХ АГРЕГАТОВ ОПЭ1А И ПРОДЛЕНИЕ СРОКА ИХ СЛУЖБЫ**

В статье приведены результаты комплекса работ, направленных на обеспечение продления срока эксплуатации тяговых агрегатов ОПЭ1А.

*Ключевые слова:* продление срока службы, метод конечных элементов, твёрдость материала, напряжённо-деформированное состояние, предел выносливости, эквивалентные напряжения

O. M. BONDARYEV, V. L. GOROBETS', Ye. M. DZICHKOVSKYY,  
O. Ye. KRYVCHYKOV, D. O. YAGODA, V. S. BONDARYEVA

### **ESTIMATION OF STRENGTH INDICES OF PARTS OF SUPPORTING STRUCTURES OF TRACTION ASSEMBLIES OPE1A (ОПЭ1А) AND PROLONGATION OF THEIR SERVICE LIFE**

In the article the results of a set of works directed to providing the prolongation of service life of the traction assemblies OPE1A (ОПЭ1А) are presented.

*Keywords:* service life prolongation, finite-element method, hardness of material, stressed-and-strained state, fatigue limit, equivalent stresses