

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ МІЦНОСТІ БАЛОК ЦЕНТРАЛЬНОГО ПІДВІШУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДІВ ДР1А

В статті наведено результати експериментально-теоретичної оцінки показників міцності балок центрального підвішування дизель-поїздів ДР1А та запропоновано заходи модернізації з покращення показників міцності.

Ключові слова: напружено-деформований стан, показники міцності, розрахункова схема, скінченні елементи, дизель-поїзд

В статье приведены результаты экспериментально-теоретической оценки показателей прочности балок центрального подвешивания дизель-поездов ДР1А и рекомендованы варианты модернизации и улучшения показателей прочности.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, показатели прочности, расчетная схема, конечные элементы, дизель-поезд

In the paper the results of experimental-and-theoretical evaluation of strength indices for central swing bolsters of diesel trains DR1A are presented and the variants of modernization and improvement of the strength indices are recommended.

Keywords: strained-and-stressed state, strength indices, design scheme, finite elements, diesel train

Дана робота присвячена визначенню напружено-деформованого стану надресорних балок головних вагонів дизель-поїздів ДР1А, яке може створюватися в умовах експлуатації, та розробці заходів, спрямованих на покращення показників міцності.

Для досягнення вказаної мети були розроблені розрахункові схеми надресорної балки, які створені із сукупності скінченних елементів. Проведені чисельні розрахунки з використанням сучасного програмного комплексу. Виконано оцінку впливу параметрів балок на найбільші рівні напружень.

Для визначення факторів, які в умовах експлуатації створюють динамічні навантаження та з часом можуть призводити до руйнувань надресорних балок, проведено динамічні міцносні випробування на магістральних коліях Полтавської дирекції залізничних перевезень Південної залізниці. В цих випробуваннях було визначено динамічну навантаженість та рівень напружено-деформованого стану в умовах експлуатації. Також проведено аналіз із встановлення чинників, які є найбільш впливовими на формування найбільших рівнів напружень[3,4].

Загальний вигляд дизель-поїзда ДР1А наведено на рис. 1.

Основні технічні характеристики дизель-поїзда ДР1А наведено в табл. 1 [1, 2, 5, 6].

В табл. 2 наведено дані про відмови у центральному підвішуванні дизель-поїздів ДР1А по залізницях України, які виявлено протягом 2007-2010 рр.



Рис. 1. Загальний вигляд дизель-поїзда ДР1А

Дані табл. 2 свідчать про те, що руйнування в балках відбувалось з пробігом у досить великому діапазоні $2 \dots 4 \cdot 10^6$ км.

На рис. 2 наведено загальний вигляд моделі надресорної балки дизель-поїзда ДР1А, а на рис. 3 скінченно-елементна схема, яка складається з 24219 елементів та має 136629 вузлів.

На рис. 4 – 6 вказано схеми та місця розташування вимірювальних пристроїв.

Технічні характеристики дизель-поїзда ДР1

№ пор.	Назва параметру	Значення параметрів
1	Завод-виробник	РВЗ (СРСР)
2	Конструктивна швидкість	120 км/год
3	Кількість моторних вагонів	2
4	Кількість причіпних вагонів	4
5	Діаметр круга катання, мм	950
6	Маса дизель-поїзду в навантаженому стані (з пасажирами), т (кН)	352 (3453,12)
7	Навантаження від колісної пари на рейки: ведуча колісна пара, кН; підтримуюча моторного вагону, кН; причіпного вагону, кН	170 150 140
8	Маса вагону: моторного, т (кН); причіпного, т (кН)	60 (588,6) 37,5 (367,88)
9	Найменший радіус кривих, в яких дизель-поїзд може рухатися зі швидкістю 10 км/год, м	100
10	Кількість місць для сидіння у вагоні: моторному; причіпному	68 128
11	База (відстань між шворнями): моторного вагону, мм; причіпного вагону, мм	18000 18000
12	База візку: моторного, мм; підтримуючого та причіпного, мм	2700 2400
13	Ширина колії, мм	1520

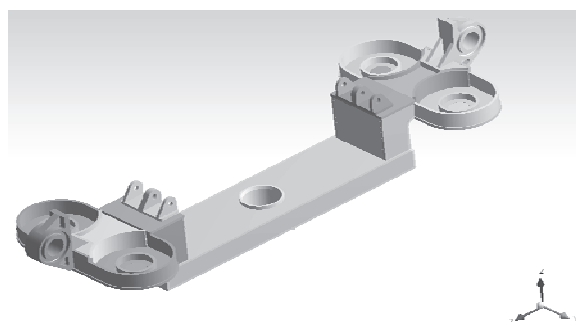


Рис. 2. Загальний вигляд моделі надресорної балки дизель-поїзда ДР1А

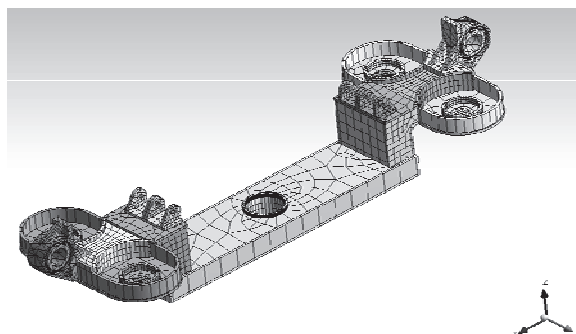


Рис. 3. Скінченно-елементна модель надресорної балки дизель-поїзда ДР1А

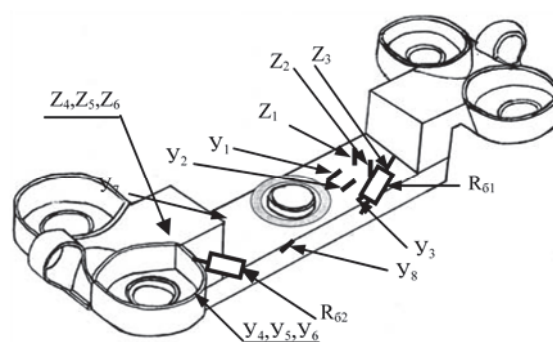


Рис. 4. Схеми розміщення тензодатчиків та датчиків переміщень на надресорній балці

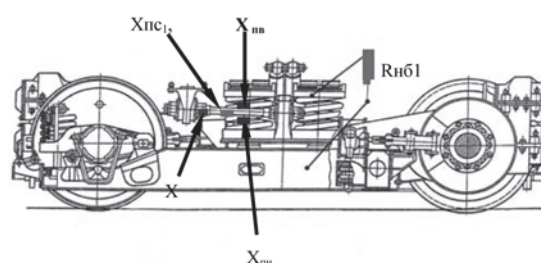


Рис. 5. Схема розміщення тензодатчиків на повідку (зв'язок кузов-надресорна балка) та датчиків визначення переміщень надресорної балки відносно рами візка

Дані про відмови у центральному підвішуванні дизель-поїздів ДР1А по залізницях України

Залізниця	№ пор.	Дата заміни	Серія та № МВРС	Причина	Пробіг, тис. км
Південно-Західна залізниця	Виходів з ладу надресорних балок не було				
Львівська залізниця	Виходів з ладу надресорних балок не було (в попередніх роках тріщини створювалися)				
Південна залізниця	1	29.10.2008	ДР1А-1413	Тріщина по лінії зварювального шва з'єднання деталей балки та профілю дна	3955
	2	18.11.2008	ДР1А-2631		2507
	3	20.11.2008	ДР1А-1423		3498
	4	06.02.2009	ДР1А-2961		2018
	5	10.03.2009	ДР1А-1421		3500
	6	26.07.2009	ДР1А-2371		3117

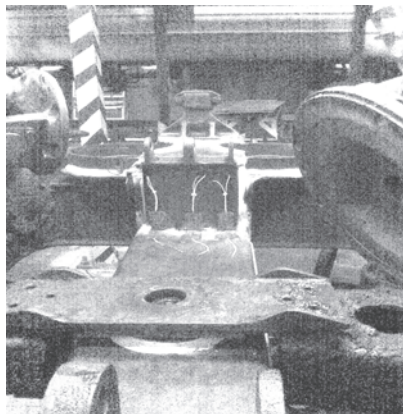


Рис. 6. Розташування тензорезисторів на надресорній балці

При обладнанні надресорної балки тензорезистори та датчики переміщень встановлюються у наступних місцях:

- по три тензорезистори на кожній опорі стаканів пружинних комплектів надресорної балки (Z1-Z6);

- по три тензорезистори на верхній полиці надресорної балки навколо місць приварювання опор стаканів пружинних комплектів (У1-У6);

- чотири тензорезистори на поводок тяги передачі тягового зусилля від над ресорної балки візка до кузова вагона (Хпс1, Хпс2, Хпв, Хпн);

- два датчики малих переміщень для визначення взаємних переміщень опор стаканів пружинних комплектів та основного бруса надресорної балки (R61, R62);

- два датчики переміщень для визначення

переміщень надресорної балки відносно кузова вагона (Rнб1, Rнб2) та визначення вертикальних зусиль центрального підвішування;

- тензорезистор Х1 для вимірювання поздовжньої сили тяги передачі зусилля;

- два тензорезистори У7, У8 для вимірювання напружень в зоні шкворневого вузла від дії згинання.

На рис. 7 наведено розрахункову схему тяги передачі зусилля, яка надає пояснення для визначення згинальних моментів у вертикальній та горизонтальній площинах та відповідних зусиль.

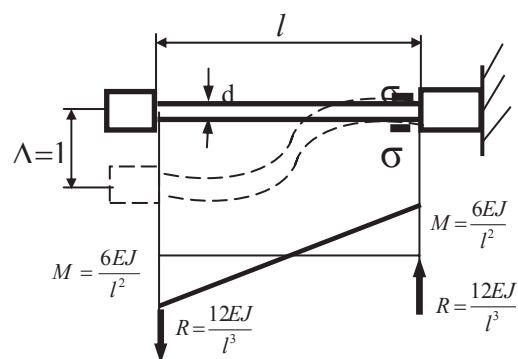


Рис. 7. Зв'язок між переміщеннями та зусиллями

Напруження, які створюються у наведених точках, визначаються за співвідношенням

$$\sigma = \frac{M}{W_z}, \text{ звідкіля визначаємо } M = \sigma \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32}.$$

Якщо два тензорезистори з'єднати таким чином, що вони разом складають пів електрично-

го моста, то відповідний канал буде давати відліки, що дорівнюють подвійному значенню напруження та подвійному значенню згинального моменту. В такому разі будемо мати

$$2 \cdot M = \kappa_U \cdot U \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$M = \kappa_U \cdot U \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{64}$$

В даному співвідношенні U, κ_U - напруга, які відповідає напруженню в даній точці та ціна вольту відповідного напруження. Враховуючи те, що тяга має круглий переріз, згинальні моменти у горизонтальній та у вертикальній площинах будуть визначатися за вищенаведеною формулою. Відповідні поперечні сили у горизонтальній та у вертикальній площинах будуть визначатися, як $Q = \frac{2 \cdot M}{l}$.

Для визначення зусиль згинання у горизонтальній поперечній площині опор стаканів пружинних комплектів центрального підвішування використовувалися датчики малих переміщень.

Якщо будуть відомі величина переміщення Δ та величина жорсткості конструкції у відповідному напрямку κ_k , то в такому разі величина зусилля N буде визначатися наступним чином $N = \kappa_k \cdot \Delta$.

На підставі геометричних співвідношень з рис. 8 отримаємо $\Delta = \frac{\Delta^*}{\cos \alpha} = \frac{\Delta^*}{a} \cdot \sqrt{a^2 + b^2}$ і тоді зусилля N буде визначено як $N = \kappa_k \cdot \Delta = \kappa_k \cdot \frac{\Delta^*}{a} \cdot \sqrt{a^2 + b^2}$. В даному співвідношенні Δ^* - величина переміщення, яка вимірюється за допомогою датчика малих переміщень. Величина жорсткості κ_k визначається аналітично на підставі скінченно-елементної моделі даної конструкції. Для цього прикладалася сила в горизонтальному поперечному величини 10 кН та визначалося відповідне переміщення, яке дорівнювало 0,5 мм. Таким чином величина жорсткості в місці прикладання сили дорівнювала 20 кН/мм. Далі було вико-

нано корегування цієї величини, оскільки точка закріплення датчика малих переміщень була нижче відносно до місця прикладання зусилля N за співвідношенням $\kappa_k = 20 \cdot \frac{c}{a}$.

Результати статичних випробувань

У табл. 3 наведено значення вертикальних жорсткостей пружинних комплектів візків головного вагона, які були експериментально визначено у випробуваннях

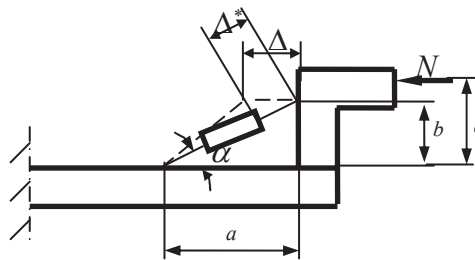


Рис. 8. Пояснення до визначення зусилля N за допомогою датчика малих переміщень

Таблиця 3

Чисельні значення жорсткостей пружинних комплектів

Параметр	Моторний візок головного вагона	
	перший ступінь підвішування	другий ступінь підвішування
Жорсткість, кН/мм	1,04	1,4

Результати обробки статичних випробувань з визначення статичних напружень та зусиль, що створюються від ваги кузова у надресорній балці, наведено у табл. 4.

Результати статичних випробувань, наведених у табл. 4 показують, що найбільші рівні статичних напружень від ваги кузова на верхній полиці профільної основи дна надресорної балки в місцях прилягання до опор стаканів пружинних комплектів центрального підвішування досягають 24,3 МПа (т. У4), в середині цієї балки навколо отвору шкворневого вузла 10,8 МПа (т. S2).а на опорах стаканів центрального підвішування 10,3 МПа (т. Z6).

Таблиця 4

**Статичні величини напружень та зусиль,
які створюються від ваги кузова**

ПР2, N, кН	У1, МПа	У3, МПа	У4, МПа	У5, МПа	У6, МПа	С1, МПа
5,2	4,0	6,2	24,3	10,3	9,5	11,6
С2, МПа	З1, МПа	З3, МПа	З4, МПа	З5, МПа	З6, МПа	
10,8	2,1	1,2	3,1	8,0	10,3	

**Результати динамічних
міцнісних випробувань**

На рис. 9 наведено приклади процесів змінювання напружень, зусиль та згинальних моментів під час руху дизель-поїзда по стрілочному переводу. На цьому рисунку додатково до вище означених процесів (див. рис. 4 – 5) наведено процеси змінювання згинальних моментів у вертикальній t_v та горизонтальній площинах t_q , повздовжнього зусилля у тязі t_p , а також зусилля у центральному підвішуванні f_1 .

В табл. 5 наведено найбільші значення динамічних складових напружень зусиль та згинальних моментів, зареєстрованих процесів на рис. 9.

Таблиця 5

**Динамічні складові напружень зусиль
та згинальних моментів**

f_1 , кН	ПР2, N, кН	У1, МПа	У3, МПа	У4, МПа	У6, МПа	С1, МПа
37,1	33,5	50,9	33,3	41,1	32,7	13,5
З1, МПа	З3, МПа	З4, МПа	З6, МПа	t_v, M , кНм	t_q, M , кНм	t_p , кН
7,9	17,7	7,3	15,0	0,5	0,48	20,9

На рис. 10 – 19 наведено найбільші значення зусиль, моментів та напружень, які створюються під час руху дизель-поїзда в прямих (рисунок ліворуч), в кривих середніх і великих радіусів (рисунок праворуч) та по стрілочних переводах (нижні рисунки).

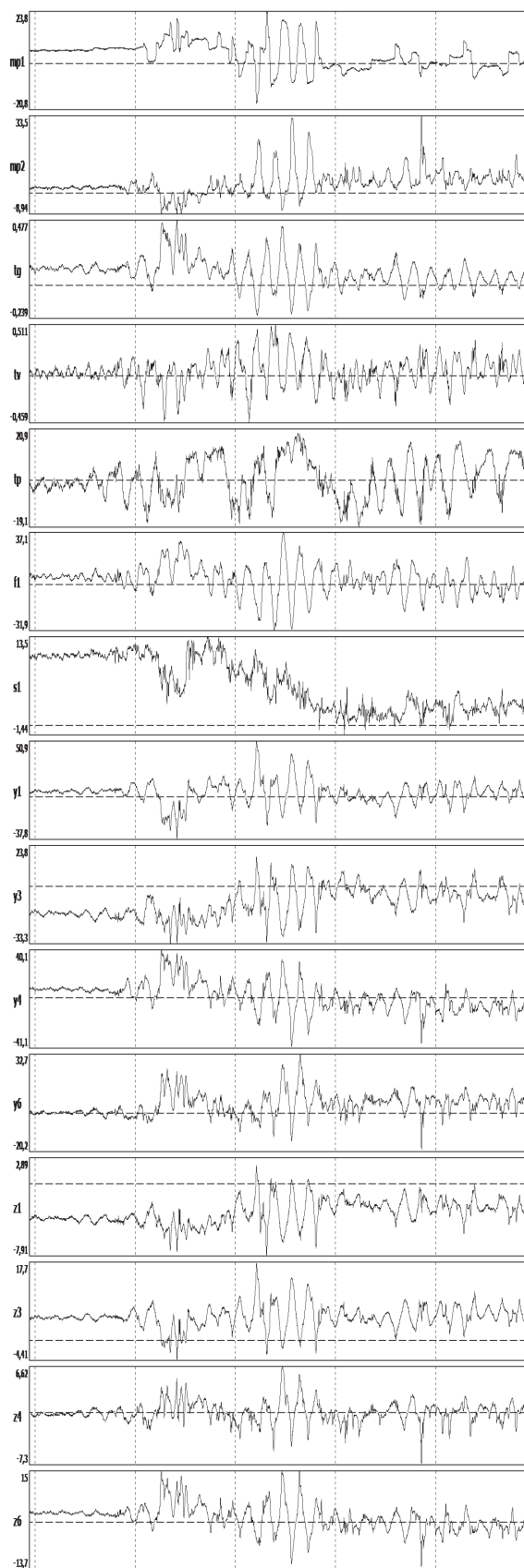


Рис. 9. Приклади процесів змінювання напружень, зусиль та згинальних моментів під час руху дизель-поїзда по стрілочному переводу

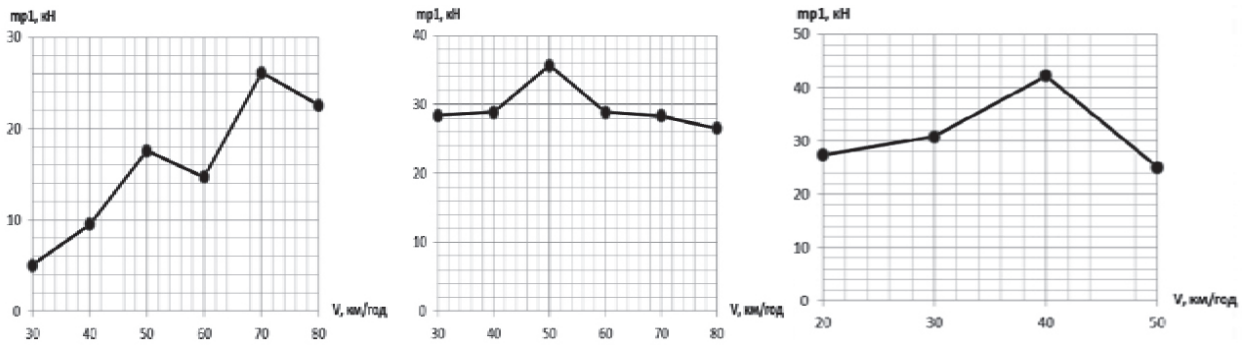


Рис. 10. Залежності найбільших рівнів горизонтальних поперечних сил N

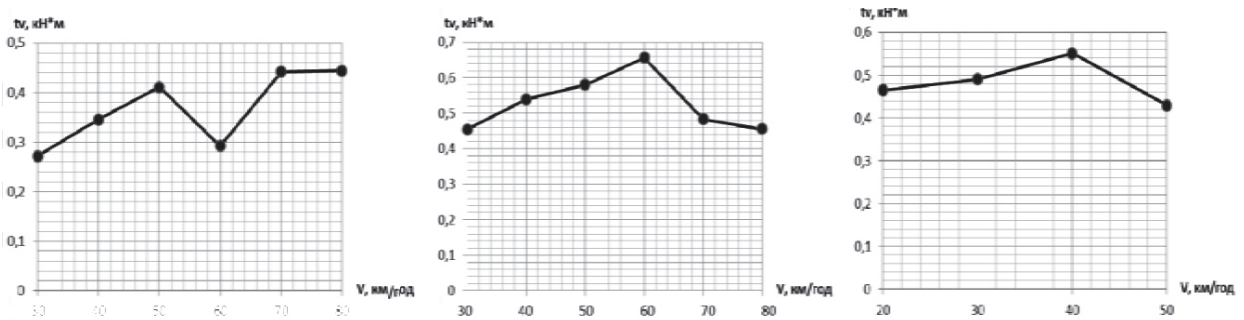


Рис. 11. Залежності найбільших рівнів згинальних моментів, діючих у вертикальній площині M_v

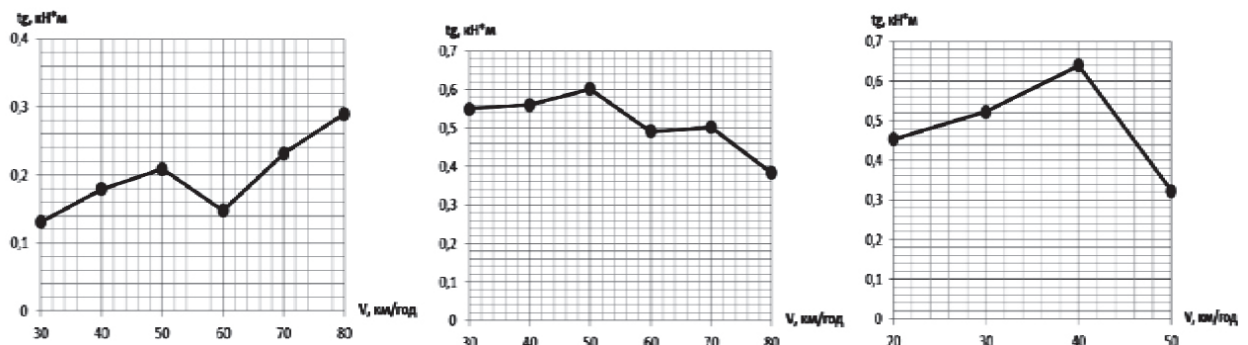


Рис. 12. Залежності найбільших рівнів згинальних моментів, діючих у горизонтальній площині M_g

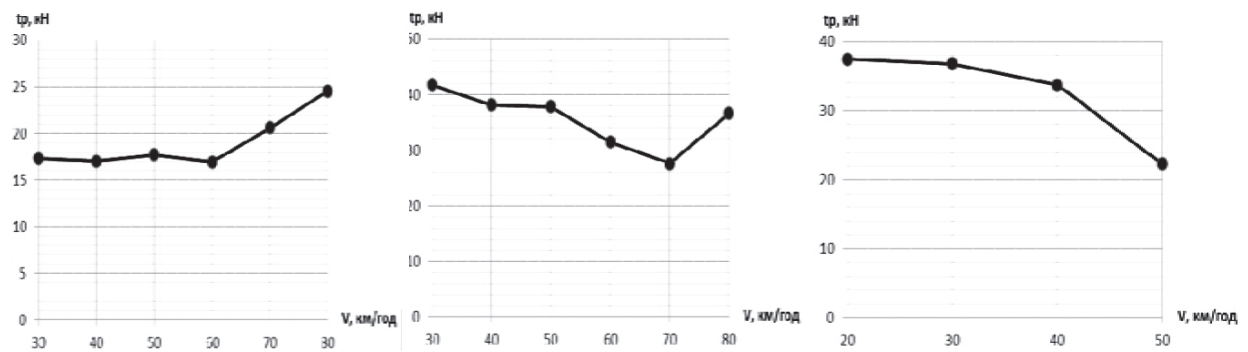


Рис. 13. Залежності найбільших рівнів зусиль в тязі, що передає тягове зусилля від візка до кузова F_T

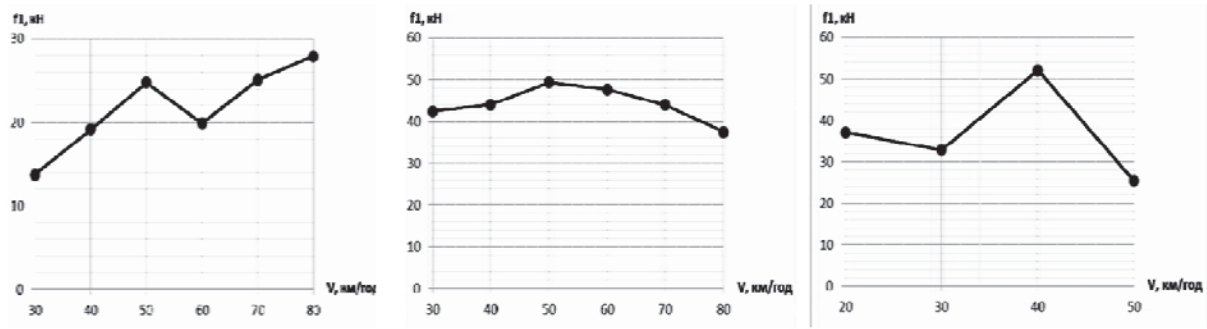


Рис. 14. Залежності найбільших рівнів зусиль в пружинних комплектах центрального підвішування $Q_{Ц}$

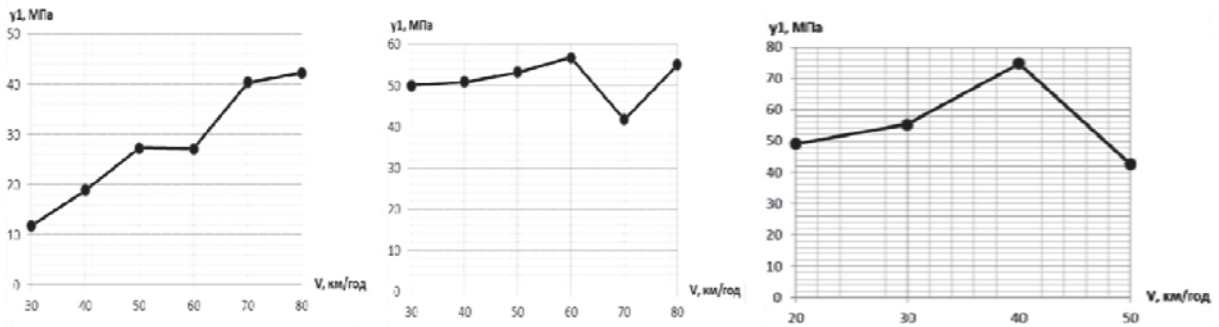


Рис. 15. Залежності найбільших рівнів напружень на профільній основі дна надресорної балки (т. У1)

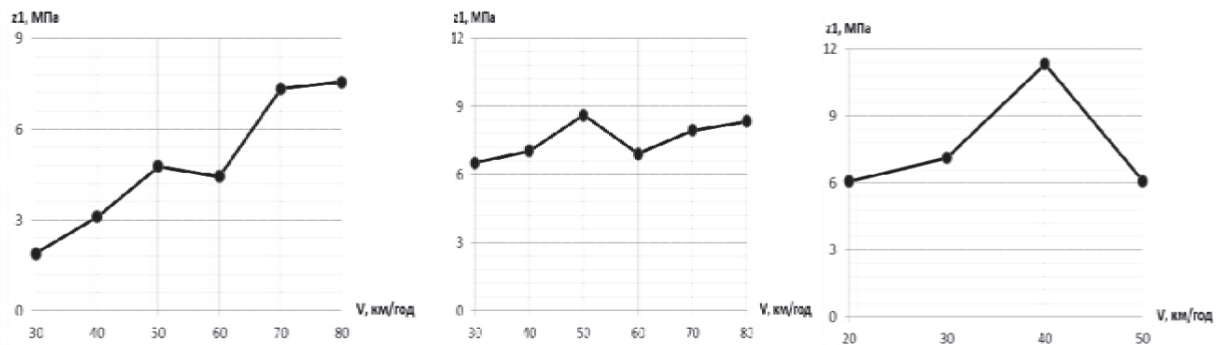


Рис. 16. Залежності найбільших рівнів напружень на опорі стаканів пружин центрального підвішування (т. Z1)

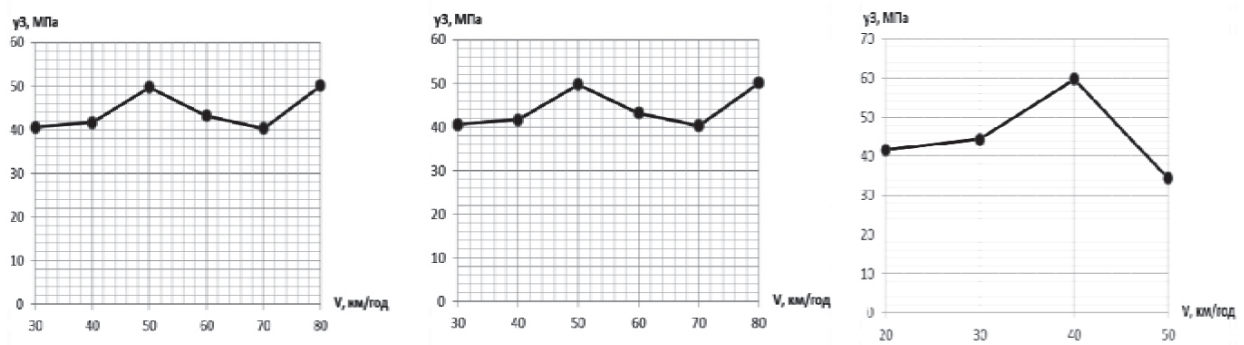


Рис. 17. Залежності найбільших рівнів напружень на профільній основі дна надресорної балки (т. У3)

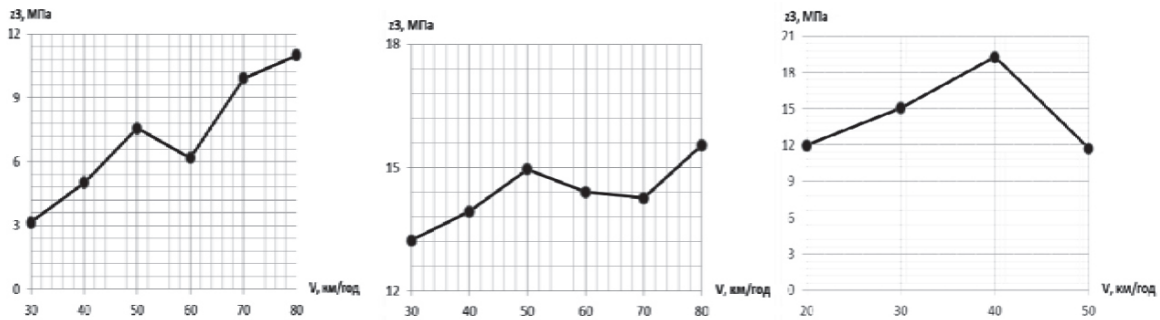


Рис. 18. Залежності найбільших рівнів напружень на опори стаканів пружин центрального підвішування (т. Z3)

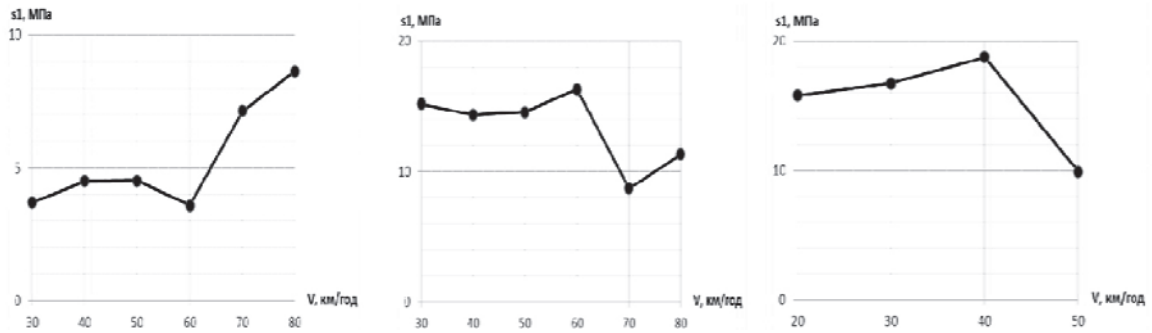


Рис. 19. Залежності найбільших рівнів напружень на профільній основі дна надресорної балки (т. U8)

З аналізу наведених результатів на рисунках маємо наступне:

Під час руху дизель-поїзда в прямих горизонтальне поперечне (відносно до рами візка) зусилля N , що діє на опору стаканів пружинних комплектів та викликає її згинання, зростає по мірі збільшення швидкості руху. Це пояснюється зростаючими коливаннями хитавиці та бічного відносу кузова відносно рами візка. Найбільше значення цих зусиль складає 26 кН. Під час руху в кривих проглядається практична незмінність цих зусиль на рівні 27-29 кН та має місце зростання до 36 кН під час руху зі швидкістю 50 км/год. При рухові по стрілочним переходам найбільші значення відповідних величин змінюються подібним чином, як і при рухові в кривих. В цих умовах спостерігається зростання відповідних зусиль до 42 кН. Таким чином під час проведення чисельних розрахунків з визначення напружено-деформованого стану на дію цього виду зусиль слід його приймати на рівні $N_{max}=42$ кН.

Подібна тенденція спостерігається і в змінюванні згинальних моментів у вертикальній та горизонтальній площинах, які передаються на шкворневу балку від тяги, що забезпечує реалізацію тягового зусилля дизель-поїзда.

Найбільша величина згинального моменту M_B досягає 0,66 кНм при рухові в кривих дільницях колії. Від дії такої величини згинального моменту в нижніх та верхніх волокнах тяги пе-

редачі зусилля створюються напруження на рівні 38,3 МПа.

Згинальний момент, що діє в горизонтальній площині під час руху в кривих досягає 0,6 кНм, а при рухові по стрілочним переходам – 0,65 кНм. Такі значення моментів створюють у горизонтальних волокнах тяги передачі зусилля наступні значення найбільших нормальних напружень 34,8 та 37,7 МПа відповідно.

Під час руху дизель-поїзда в прямих найбільші рівні зусиль в тязі, що передає тягове зусилля від візка до кузова F_T , досягають 25 кН при швидкості 80 км/год. Але ж при рухові в кривих найбільша величина цього зусилля складає 42 кН при швидкості руху 30 км/год.

Для визначення найбільших значень нормальних напружень в тязі передачі тягового зусилля була прийнято режим тяги в кривих зі швидкістю 50 км/год, коли згинальні моменти у вертикальній M_B та M_T горизонтальній площинах дорівнюють 0,6 кНм, а тягове зусилля F_T дорівнює 38 кН. На підставі відомих формул опору матеріалів найбільше нормальні напруження будуть дорівнювати

$$\sigma = \frac{F_T}{A} + \frac{1}{w_z} \cdot \sqrt{M_B^2 + M_T^2} =$$

$$= \frac{F_T \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{32}{\pi d^3} \cdot \sqrt{M_B^2 + M_T^2};$$

$$3,7 + 1,41 \cdot 34,8 = 52,9 \text{ МПа.}$$

У центральному підвішуванні тенденція змінювання динамічних добожок найбільших вертикальних сил $Q_{ц}$ в залежності від швидкості руху є приблизно такою ж, як і зусиль N та F_T . Найбільші значення ці зусилля досягають 50 кН при швидкості руху 50 км/год в кривих, а по стрілочних переводах 52 кН при швидкості руху 40 км/год. При таких найбільших значеннях динамічних складових зусиль, коефіцієнт динаміки для центрального підвішування буде

$$\kappa_{дц} = \frac{Q_{д}}{Q_{ст}} = \frac{52}{147,2} = 0,353 \quad \text{та}$$

перевищує нормативне значення. Привернемо також увагу на те, що у більшості головних вагонів дизель-поїздів ДР1А, з якими раніше проводились випробування спеціалістами ГНДЛ ДМРС, коефіцієнти динаміки у центральному підвішуванні є досить великими, а в окремих випадках вони досягали значень більше 0,5.

Тенденція змінювання напружень, які вимірювалися в точках навколо зварного шву на опорах стаканів пружинних комплектів центрального підвішування У1-У6 та в прилягаючих до цього шва точках, що належать профілю дна надресорної балки Z1-Z6, є практично такою ж, як і змінювання зусиль N , F_T та моментів M_B , M_T .

При цьому було отримано, що поблизу країв на профільній основі дна надресорної балки найбільші значення динамічних складових напружень У1, У3 при рухові в прямих, кривих та по стрілочних переводах досягають значень 50, 57 та 75 МПа відповідно. В точках Z1, Z3 навколошовної зони, на опорах стаканів пружинних комплектів центрального підвішування найбільші значення динамічних складових напружень при рухові в прямих, кривих та по стрілочних переводах досягають значень 11,1; 15,6 та 19,3 МПа відповідно.

Під час виконання ремонтних робіт, пов'язаних із викочуванням візків було виявлено наявність залишкових деформацій згинання профілю дна надресорної балки. Для встановлення чинників, які б могли створити такі деформації в реальних умовах експлуатації були виміряні напружень в місцях створення найбільших деформацій згинання (отвір в зоні шкворневого вузла). В результаті було отримано, що найбільші динамічні складові напружень при рухові в прямих, кривих та по стрілочних переводах досягали значень 16,5 та 18,5 МПа відповідно. Ці результати показують, що в штатних умовах експлуатації дизель-поїздів профільна основа дна надресорної балки не повинна мати залишкових деформацій. В якості ситуації, що може привести до створення залишкових деформацій, це піднімання кузова з невід'єдною надресорною балкою.

З метою оцінки впливу означених силових факторів на змінювання напружень у точках надресорної балки були побудовані регресійні залежності напружень від величин: згинальних моментів у горизонтальній M_T , та вертикальній M_B площинах, зусиль у тязі передачі тягового зусилля F_T , та від горизонтального поперечного зусилля N . Приклади цих розрахунків для випадку руху в кривих наведено на рис. 20 та в прямих на рис. 21 – 22.

З метою оцінки впливу означених силових факторів на змінювання напружень у точках надресорної балки були побудовані регресійні залежності напружень від величин: згинальних моментів у горизонтальній M_T , та вертикальній M_B площинах, зусиль у тязі передачі тягового зусилля F_T , та від горизонтального поперечного зусилля N . Приклади цих розрахунків для випадку руху в кривих наведено на рис. 20 та в прямих на рис. 21 – 22.

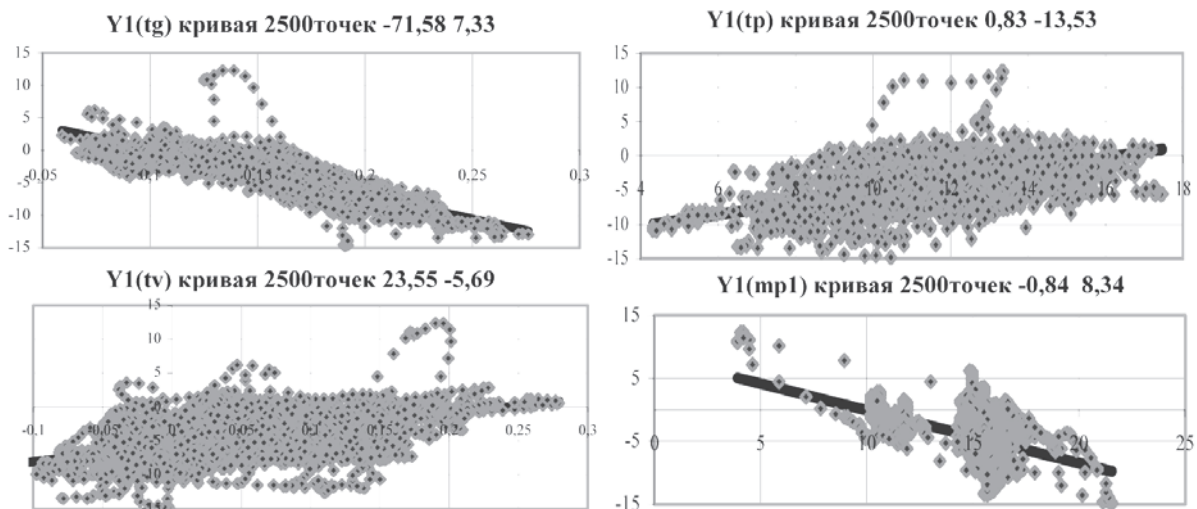


Рис. 20. Залежності напружень на профільній основі дна надресорної балки у точці У1

Аналіз отриманих регресійних залежностей найбільших величин динамічних складових на-

пружень під час руху дизель-поїзда в кривих виявив наступне:

1. У точці профільної основи дна надресорної балки у середній частині навколо отвору шкворневого вузла (т. У8) напруження несуттєво змінюються залежно від величини моментів та зусиль. На регресійній залежності $S1(tg)$ (позначення комп'ютера) – $U8(M_T)$ лінія регресії практично залишається постійною при змінюванні згинального моменту у горизонтальній площині M_T та спостерігається збільшення розсіювання величин цих напружень відносно лінії регресії. Найбільше змінювання напружень у цій точці спостерігається від дії горизонтальної поперечної сили N (регресійна залежність $S1(mp1)$).

2. На профільній основі надресорної балки навколо швів приварювання до профільної основи опор стаканів пружинних комплектів в точках $U1$ та $U3$ під час руху дизель-поїзда в кривих, як це слідує з відповідних регресійних залежностей, спостерігається вплив вказаних вище силових факторів на змінювання напружень. В цих точках також найбільш впливовою величиною є горизонтальне поперечне зусилля N .

3. В точках $Z1$ та $Z3$, які належать опорам стаканів пружинних комплектів центрального

підвішування, під час руху в кривих також спостерігається вплив на величини напружень вказаних силових факторів. Але ж найбільш впливовим з силових факторів є горизонтальне поперечне зусилля N .

Приймаючи до уваги, що найбільші напруження створюються в точці $U3$, в якості прикладу, далі на рис. 21 наведено регресійні залежності від моментів у горизонтальній M_T , та вертикальній M_B площинах, а також від горизонтального поперечного зусилля N при рухові дизель-поїзда по прямим дільницям колії тільки для точці $U3$.

На рис. 22 наведено регресійні залежності напружень від згинального моменту у горизонтальній площині M_T , від горизонтального поперечного зусилля N та від тягового зусилля F_T на профільній основі дна надресорної балки у точці $U3$ при рухові в прямих.

Аналіз отриманих результатів виявив, що більший вплив на змінювання напружень у точці $U3$ спостерігається під час руху в прямих на вибігу, що пояснюється створенням в цьому режимі, у порівнянні з режимом руху в тязі, більш інтенсивних коливань хитавиці та бічного відносу.

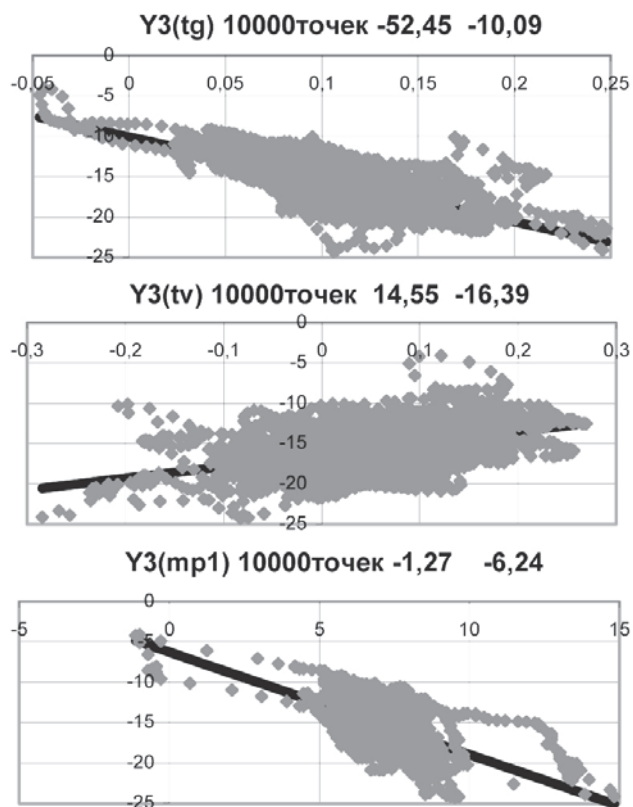


Рис. 21. Залежності напружень на профільній основі надресорної балки у точці $U3$ при рухові в прямих на вибігу

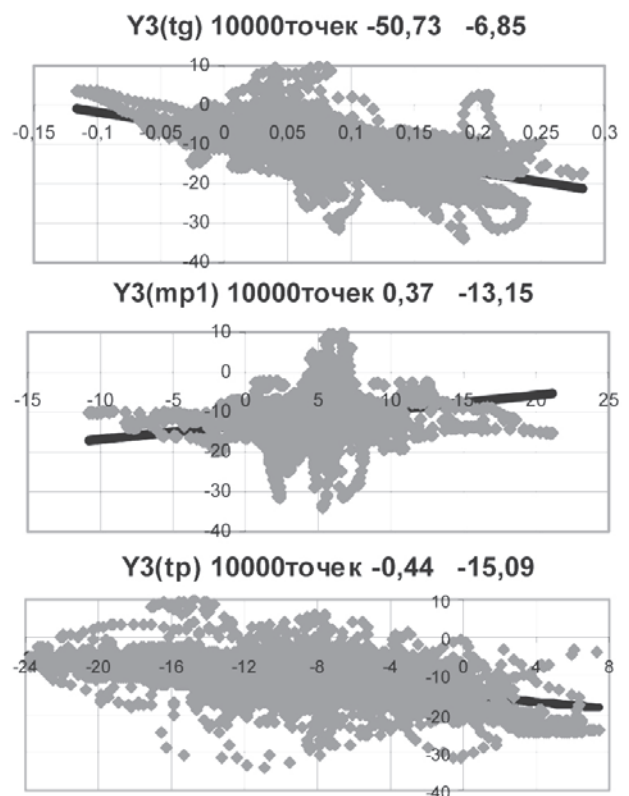


Рис. 22. Залежності напружень на профільній основі дна надресорної балки у точці $U3$ при рухові в прямих в режимі тяги

Варіанти модернізації найбільш навантаженого фрагменту надресорної балки. Оцінка впливу заходів модернізації на рівень напружено-деформованого стану цього вузла

З метою розробки заходів з покращення показників міцності було розглянуто декілька варіантів модернізації надресорних балок головних вагонів дизель-поїздів ДР1А. Для розрахунку на міцність була прийнята мало ймовірна найбільш несприятлива ситуація, при якій зусилля, що діють на надресорну балку, мають найбільші рівні. Так під час проведення розрахунку приймалося, що найбільші рівні силових факторів складають:

- згинальні моменти, які передаються від тяги тягового зусилля у вертикальній $M_v = 0,66$ кНм, та у горизонтальній $M_r = 0,66$ кНм площинах;

- горизонтальне поперечне зусилля $N = 42$ кН;

- тягове зусилля у тязі, що з'єднує надресорну балку з рамою кузова $F_T = 38$ кН;

- динамічна складова вертикального зусилля від ваги кузова $Q_{ц} = 52$ кН.

В такому варіанті рівнів навантажень величини напружень будуть завищеними відносно до реальних значень, і тому це піде в запас міцності та не буде впливати на оцінку ефективності заходів модернізації.

На підставі отриманих рівнів зусиль та моментів, що виникають в умовах експлуатації, за методом скінченних елементів було проведено чисельні розрахунки з визначення рівнів найбільших напружень, які можуть створюватися в елементах надресорної балки. Під час проведення розрахунків було розглянуто базовий варіант конструкції та варіанти модернізації.

На рис. 24 – 27 наведено вигляди надресорної балки з відповідними посилюючими елементами, які повинні покращувати напружено-деформований стан. У всіх варіантах розміри підсилюючих елементів визначалися у відповідності до існуючих геометричних розмірів, конструкції надресорної балки [1, 5] та результатів чисельних розрахунків з визначення рівнів напружень за методом скінченних елементів.

На рис. 23 наведено загальний вигляд моделі надресорної балки та діюче в умовах експлуатації навантаження.

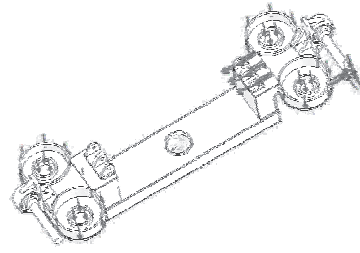


Рис. 23. Загальний вигляд моделі надресорної балки та діюче навантаження, що створюється в умовах експлуатації

На рис. 24 – 28 наведено вигляди надресорної балки з відповідними посилюючими елементами, які повинні покращувати напружено-деформований стан.

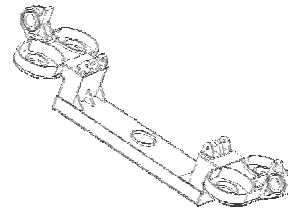


Рис. 24. Перший варіант

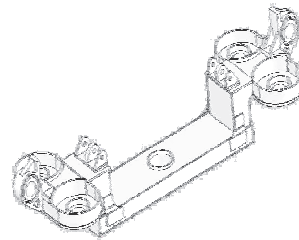


Рис. 25. Другий варіант

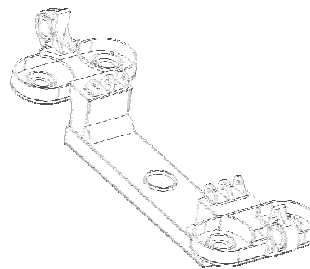


Рис. 26. Третій варіант

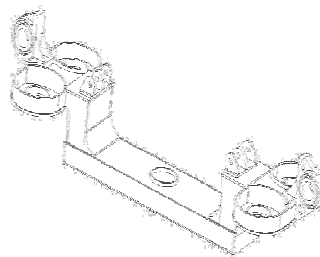


Рис. 27. Четвертий варіант

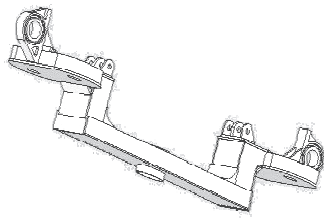


Рис. 28. П'ятий варіант

У всіх варіантах розміри підсилюючих елементів визначалися у відповідності до існуючих геометричних розмірів та конструкції надресорної балки та результатів чисельних розрахунків з визначення рівнів напружень за методом скінченних елементів.

На рис. 29 наведено поле розподілу напружень у базовому варіанті конструкції надресорної балки.

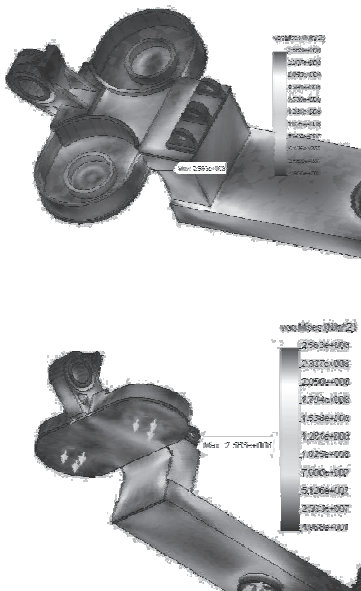


Рис. 29. Поле розподілу напружень у базовому варіанті конструкції надресорної балки

В базовому варіанті при вказаних величинах навантажень отримано, що на викрутці, в місці приєднання площадки опор пружинних комплектів до стійки напруження досягають 256 МПа. При цьому у точках, де спостерігалися руйнування в експлуатації по лінії зварного шва приварювання опори стаканів пружинних комплектів до профільної основи надресорної балки, напруження дорівнюють 205 МПа.

На рис. 30 наведено п'ятий варіант модернізації, в якому в межах ширини профільної основи дна надресорної балки встановлюються металеві елементи в нижній зоні та у верхній, де приєднується площадка опори пружинних

комплектів до стійки опори та поле розподілу напружень.

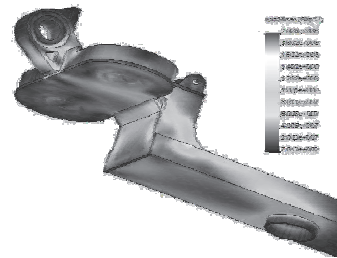
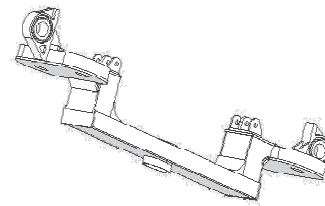


Рис. 30. Загальний вигляд моделі модернізованої балки та поле розподілу напружень у п'ятому варіанті модернізації

З отриманих результатів розрахунку напружено-деформованого стану для даного варіанту модернізації виявлено, що найбільші рівні напружень не перевищують 100 МПа. Цей варіант модернізації в межах можливого є найкращим з розглянутих та був рекомендовано до впровадження шляхом розробки технічних умов з дотриманням технологічно та нормативно обґрунтованих заходів з посилення надресорних балок головних вагонів дизель-поїздів ДР1А [7].

На рис. 31 наведено конфігурації та геометричні розміри підсилюючих елементів для п'ятого варіанту модернізації.

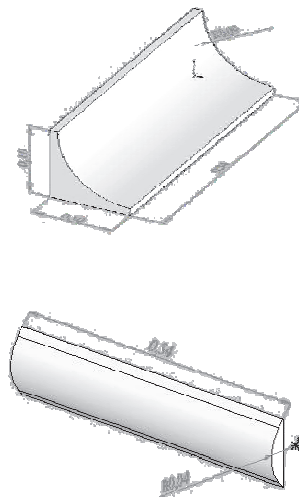


Рис. 31. Конфігурації та геометричні розміри підсилюючих елементів для п'ятого варіанту модернізації (рис. 28)

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Розробка рекомендацій по підвищенню терміну експлуатації дизель-поїздів Д1, ДР1 на підставі проведення експериментально-аналітичних робіт № ДР 0199U000049 [Текст]. – Д., 1999. – 157 с.
2. Паспортные характеристики и результаты испытаний дизель-поезда ДР1 [Текст] / под. ред. С. Д. Федичкина. – М.: Транспорт, 1975. – 72 с.
3. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М.: ВНИИЖТ РФ, 1997.
4. ГОСТ СССР 22.101-83 Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [Текст]. – М.: Госстандарт, 1983. – 224с.
5. Дизель-поезда [Текст]: устройство, ремонт, эксплуатация / Б. М. Лернер [и др.]. – М.: Транспорт, 1982. – 279 с.
6. Раков, В. А. Локомотивы и моторвагонный подвижной состав железных дорог Советского Союза (1976-1985 гг) [Текст] / В. А. Раков. – М.: Транспорт, 1990. – 238 с.
7. Наказ 30–ЦЗ від 31.01.2005 р. Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового рухомого складу [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 2005 р. – 23 с.

Надійшла до редколегії 12.01.2011.

Прийнята до друку 18.01.2011.