

ОПТИМІЗАЦІЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ РЕЙКОЗВАРЮВАЛЬНОЇ КОЛІЙНОЇ МАШИНИ КРС-1

У статті наведені результати оптимізації несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1. Обґрунтовано необхідність проведення оптимізації конструкції досліджуваної машини, виконано постановку задачі оптимізації, розроблено спрощено скінченно-елементну модель несучої конструкції колійної машини. На основі результатів аналітичного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) виконано оцінку міцності оптимальної несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1.

Рейкозварювальна колійна машина КРС-1 призначена для зварювання рейок при ремонті безстикової колії, а також одиничних рейок у безстикові плеті на станціонних коліях. Машина зварює рейки у колії, якою рухається, а також рейки, укладені всередині колії та зовні від ходової рейки [1]. Загальний вид планувальника машини КРС-1 виробництва ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання» зображено на рис. 1.



Рисунок 1 – Рейкозварювальна колійна машина КРС-1

Оцінка міцності виконувалася для транспортного режиму експлуатації, при якому машина може включатися до складу потягу, який рухається зі швидкістю до 90 км/год, або рухатися самоходом, як окрема транспортна одиниця зі швидкістю до 90 км/год.

Рама машини КРС-1 (рис. 2) складається з двох основних по-вздовжніх балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74*) 1, двох шкворне-

вих балок 2, восьми поперечних балок 3, двох буферних брусів з коробками для поглинальних апаратів 4, поперечних балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74* і швелер №14П ГОСТ 8240-97) 5. Також до моделі додано обв'язувальний пояс з швелера №14П ГОСТ 8240-97.

Аналітичне дослідження напружено-деформованого стану (НДС) несучої конструкції колійної машини КРС-1 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок несучої конструкції за МСЕ мав за мету:

- 1) перевірити відповідність конструкції умовам міцності;
- 2) визначити місця встановлення тензометричних датчиків для проведення ходових динамічних випробувань на міцність.

Окрім того, за результатами розрахунку несучої конструкції машини КРС-1 за МСЕ були визначені статичні напруження $\sigma_{ст}$ з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу втомлювальної міцності n .

Для аналітичного дослідження НДС несучої конструкції машини КРС-1 було створено скінченно-елементу модель, представлену на рис. 2. В якості скінченних елементів було взято трьох- і чотирихвузлові пластинки.

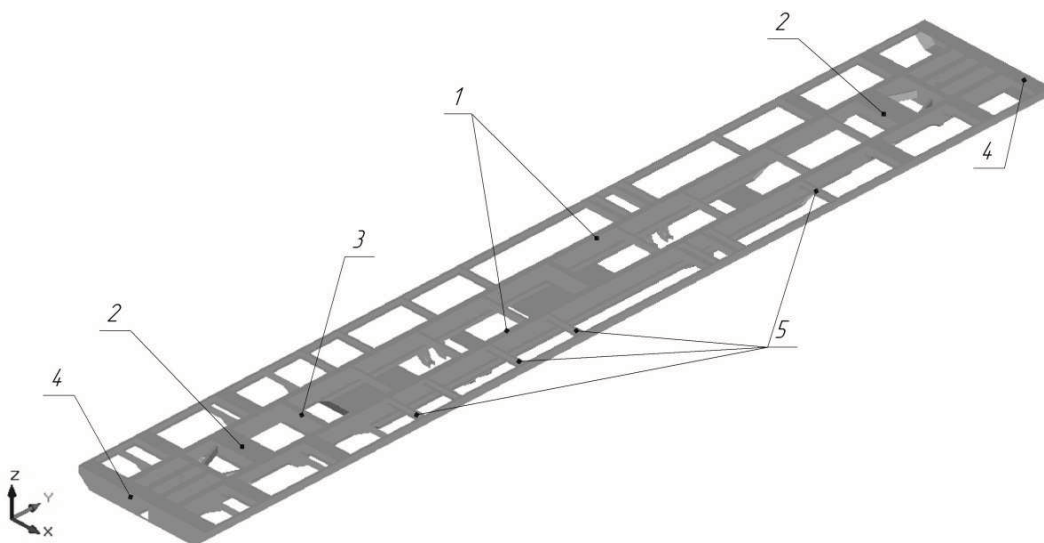


Рисунок 2 – Скінченно-елемента модель рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1

При виконанні аналітичного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) несучої конструкції досліджуваної машини транспортний режим моделювався дією вертикального навантаження власної ваги несучої рами машини і стаціонарного обладнання, встановленого на неї у транспортному положенні з урахуванням коефіцієнту динаміки k . Навантаження від обладнання, маса якого

перевищувала 1 т, моделювалося зосередженими силами, діючими у місцях кріплення цього обладнання. Навантаження від іншого обладнання враховувалися додаванням до власної ваги рами, шляхом перерахунку питомої ваги матеріалу рами.

Граничні умови задачі реалізовувалися за допомогою введення до місць спирання рами вертикальних зв'язків скінченної жорсткості, причому сумарна жорсткість одного комплекту зв'язків скінченної жорсткості була взята рівною жорсткості одного комплекту ресорного підвішування.

На рис. 3 і 4 відповідно показані поля розподілу за конструкцією рами головних σ_1 і еквівалентних $\sigma_{екв}$ напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі.

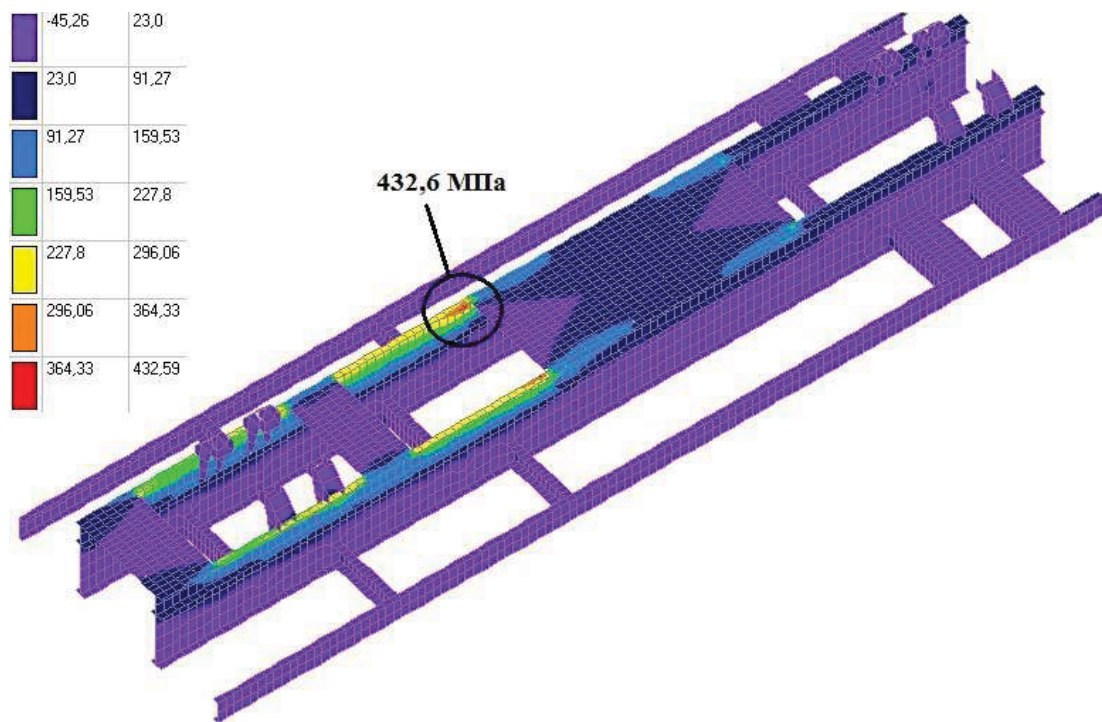


Рисунок 3 – Поля головних напружень σ_1 у центральній частині несучої рами. Транспортний режим (МПа)

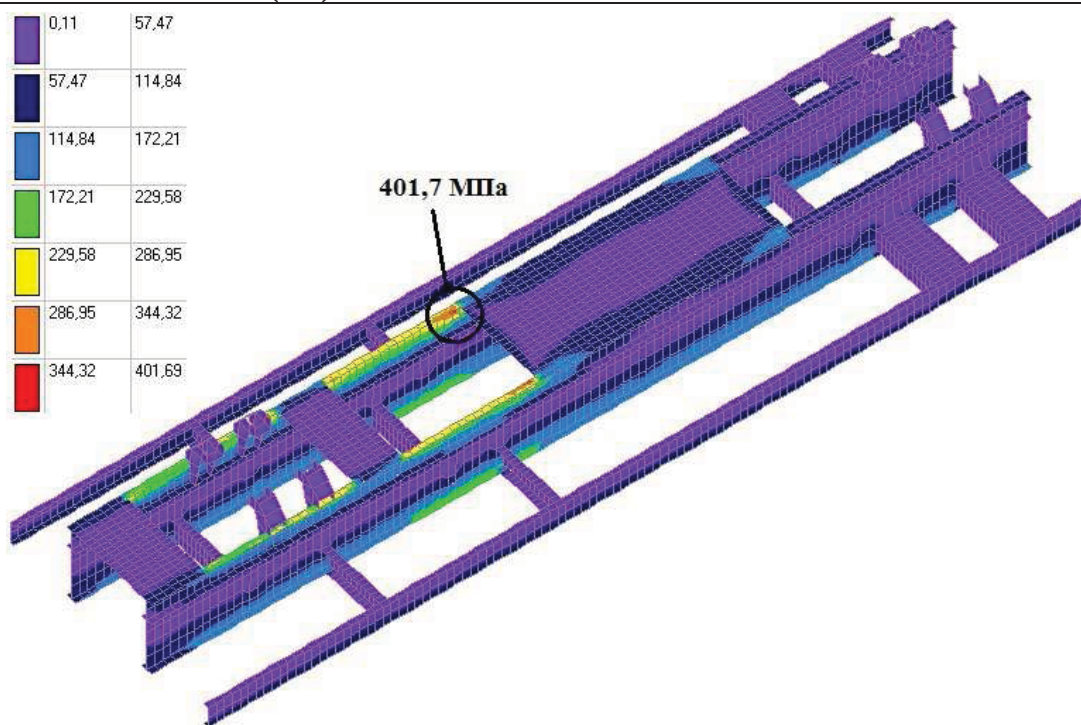


Рисунок 4 – Поля еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ у центральній частині несучої рами. Транспортний режимі (МПа)

Дослідження НДС несучої конструкції колійної машини КРС-1 показало (рис. 3, 4), що її середня частина є найбільш навантаженою при дії статичного навантаження. Зона максимальних напружень розташована у районі підвішування паливного бака (точка X6R [2]). Значення еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі з урахуванням коефіцієнту динаміки, який складає $k = 1,38$, у зоні концентрації (точка X6R) складають $\sigma_{дин} = k\sigma_{ст} = 401,7$ МПа.

Таким чином, міцність несучої рами машини КРС-1 за допустимими напруженнями не забезпечується, оскільки максимальні напруження у транспортному режимі, які становлять 401,7 МПа, значно перевищують нормативне значення $[\sigma] = 155$ МПа [5, 6].

Коефіцієнт запасу втомлювальної міцності розраховувався за відомим виразом [4]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \Psi_{\sigma}\sigma_m},$$

де σ_{-1} – границя витривалості гладенького лабораторного зразка при симетричному циклі для базової довговічності;

σ_m – середнє значення циклу напружень. Приймалося рівним значенню напруження, отриманому при дії статичного навантаження $\sigma_{ст}$, тобто $\sigma_m = \sigma_{ст}$.

σ_a – номінальне значення амплітуди циклу зміни напружень;

Ψ_σ – коефіцієнт чутливості й асиметрії циклу;

K_σ – сумарний коефіцієнт, який враховує вплив концентрації напружень, масштабного і технологічного факторів.

Таблиця 1

Коефіцієнти запасу втомлювальної міцності несучої конструкції машини КРС-1

Місце констру- кції	Розрахунок конструкції за МСЕ	$[n]$
X6R	0,52	1,5
X7R	1,20	

Втомлювальна міцність несучої рами дослідної машини вважається забезпеченою, якщо отримані значення коефіцієнтів запасу втомлювальної міцності не менші за нормативне значення, яке згідно [5, 6] приймається рівним $[n] = 1,5$. З табл. 1 видно, що у найбільш навантажених елементах конструкції (точки X6R і X7R [2]) значення коефіцієнтів запасу втомлювальної міцності не знаходяться у допустимих межах, оскільки нижчі за нормоване значення $[n] = 1,5$ [5, 6].

Таким чином, в результаті аналітичного дослідження НДС несучої конструкції колійної машини КРС-1, було встановлено, що міцність несучої рами у транспортному режимі не забезпечена ні за допустимими напруженнями, ні за коефіцієнтами запасу втомлювальної міцності.

Постановка задачі оптимізації. Для проведення оптимізаційних розрахунків було створено спрощену скінченно-елементну модель рами машини КРС-1, яка показана на рис. 5. Оскільки несуча рама машини та схема прикладеного до неї навантаження симетричні відносно повздовжньої вісі, то розрахунки проводилися для половини конструкції. Побудова спрощеної моделі супроводжувалася спеціальними контрольними розрахунками з метою отримання результатів, ідентичних повній моделі [2]. Несучі балки моделювалися універсальними стрижневими скінченними елементами.

Рама машины КРС-1 (рис. 1) складається з двох основних повздовжніх балок 1, двох шкворневих балок 2, восьми поперечних балок 3, двох буферних брусів з коробками для поглинальних апаратів 4, поперечних балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74* і швелер №14П ГОСТ 8240-97) 5. Також до моделі додано обв'язувальний пояс з швелера №14П ГОСТ 8240-97.

Оптимізаційні розрахунки проводилася для транспортного режиму (статичного навантаження з урахуванням коефіцієнту динаміки $k = 1,38$ [5]).

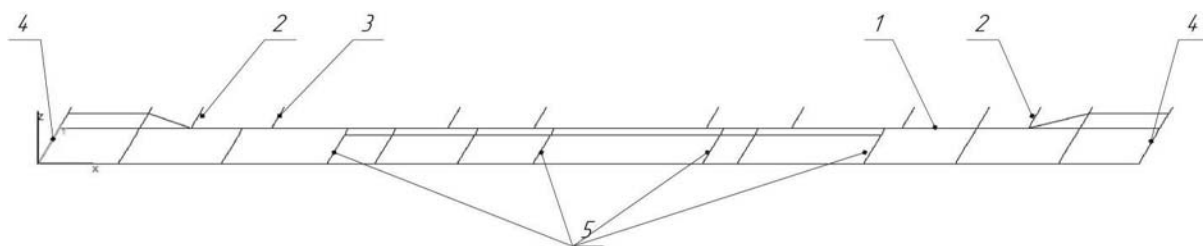


Рисунок 5 – Скінченно-елемента модель рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1

У якості цільової функції виступила площа поперечного перерізу (рис. 6) основного повздовжнього несучого елемента рами машини:

$$\psi_0 \rightarrow \min,$$

$$\psi_0 = 2Bt + Hd, \text{ см}^2$$

де H – висота двотаврового поперечного перерізу; B – ширина полиці; t – товщина полиці; d – товщина стійки перерізу.

Змінними проектування у задачі оптимізації було обрано висоту двотаврового поперечного перерізу H і ширину полиці B .

Обмеження на змінні стану задавалися у вигляді умови міцності:

$$\frac{\sigma}{[\sigma]} = 1, \quad (1)$$

де σ – значення максимального напруження в основному повздовжньому елементі рами у транспортному режимі;

$[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію. При проведенні розрахунків ці напруження згідно [5, 6] були взяті для сталі Ст3 сп5 ГОСТ 535-88 $[\sigma] = 155$ МПа.

Обмеження на змінні проектування були обрані наступним чином: висота перерізу H і ширина полиці B обмежувалася умовою невід'ємності їхнього значення:

$$\begin{aligned} 0 < H, \text{ см} \\ 0 < B, \text{ см} \end{aligned} \quad (2)$$

У якості початкового проекту було обрано реальний проект конструкції з такими значеннями змінних проектування: $H = 36$ см, $B = 13$ см, $t = 1,6$ см, $d = 0,95$ см.

Оптимізація несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1. Оптимізуємо несучу конструкцію рейкозварювальної колійної машини КРС-1 за допомогою процедури чисельної оптимізації конструкцій, запропонованої у [3, 4].

У якості основного несучого елемента рами досліджуваної машини виступає двотавровий поперечний переріз №36М за ГОСТ 19425-74* (рис. 6).

Максимальні напруження у конструкції невідосконаленої рами, які виникають в середній частині основного повздовжнього елемента, складають 432 МПа, що значно більше за допустиме значення у 155 МПа [5, 6]. Таким чином, оскільки початковий проект не задовольняє обмеженню на змінні стану (1), отримуємо задачу оптимального вдосконалення несучої конструкції досліджуваної колійної машини.

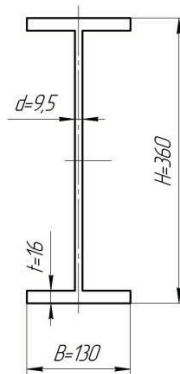


Рисунок 6 – Поперечний переріз основного повздовжнього елемента невідосконаленої рами колійної машини КРС-1

У якості умови зупинки процесу оптимізації було обране правило, згідно якого процедура оптимізації зупиняється у тому разі, якщо на наступній ітерації отримане значення цільової функції ψ_0 більше за попереднє значення. Проте слід відмітити, що у рамках даної задачі це правило не використовується для першої ітерації, оскільки у вихідному проекті конструкції порушується обмеження (1).

Результати оптимізації невідосконаленої несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини проілюстровано на рис. 7 – 9. На вказаних рисунках за віссю абсцис відкладено номер ітерації, за віссю ординат – значення цільової функції (рис. 7), або змінної проектування (рис. 8, 9).

З рис. 7 – 9 видно, що процедура оптимізації конструкції досліджуваної машини тривала 13 ітерацій.

Як видно з графіку на рис. 7, на першій ітерації спостерігається збільшення значення цільової функції задачі ψ_0 . На перший погляд, це суперечить ідеї оптимізації конструкцій, згідно якої на кожній новій ітерації має знаходитися проект зі все меншим значенням цільової функції. Пояснення полягає у тому, що, як вже зазначалося вище, у вихідному проекті конструкції значення змінних стану порушують обмеження (1). Іншими словами, вирішується задача додання оптимальної кількості матеріалу.

Найближчим до оптимального за моментом інерції допустимим стандартним проектом є двотавровий поперечний переріз №60Б2 за ГОСТ 26020-83, параметри якого задовольняють обмеженням (1), (2) (рис. 10). До табл. 2 зведено отримані результати оптимізації конструкції колійної машини КРС-1.

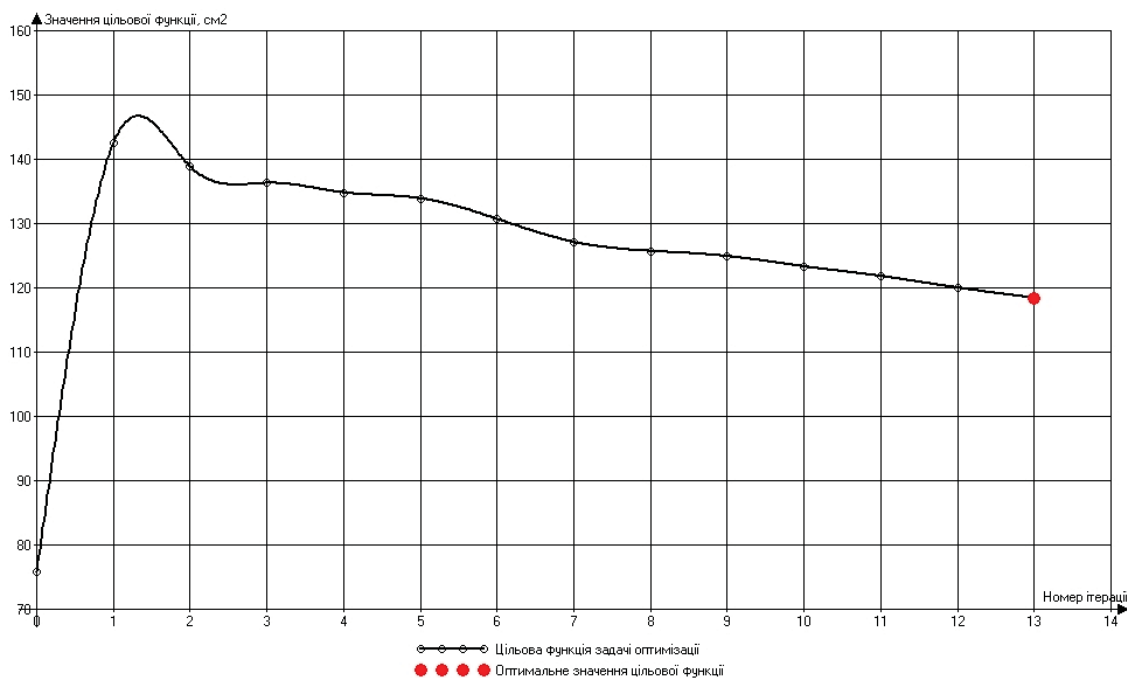


Рисунок 7 – Цільова функція задачі оптимізації

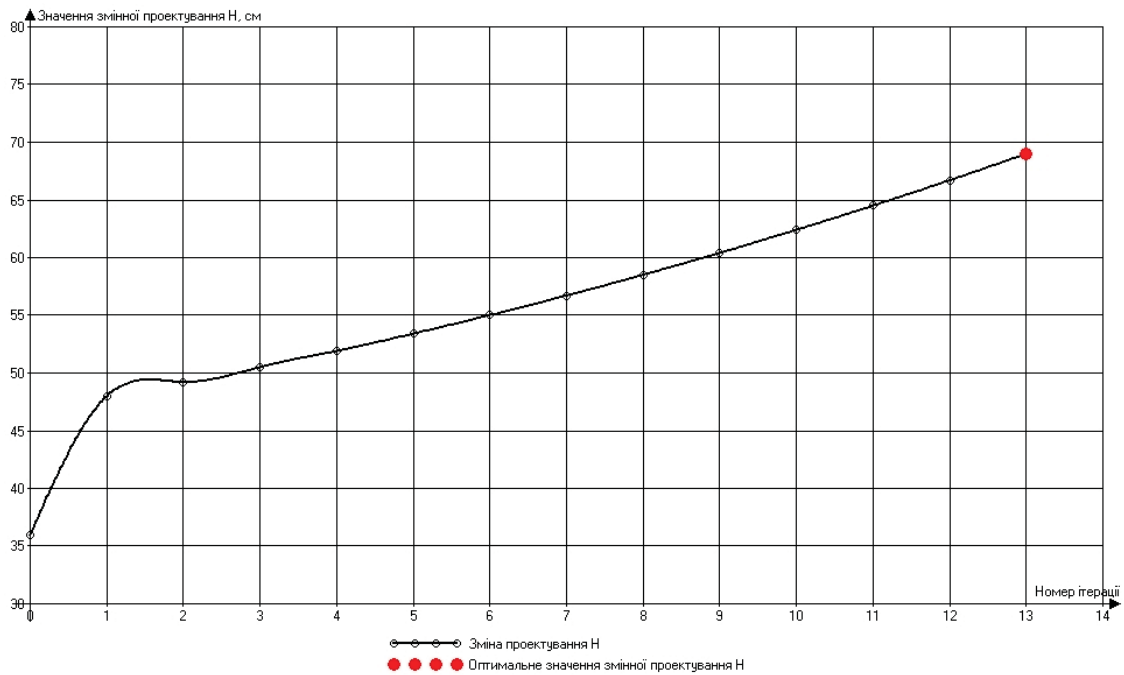


Рисунок 8 – Висота H двотаврового поперечного перерізу

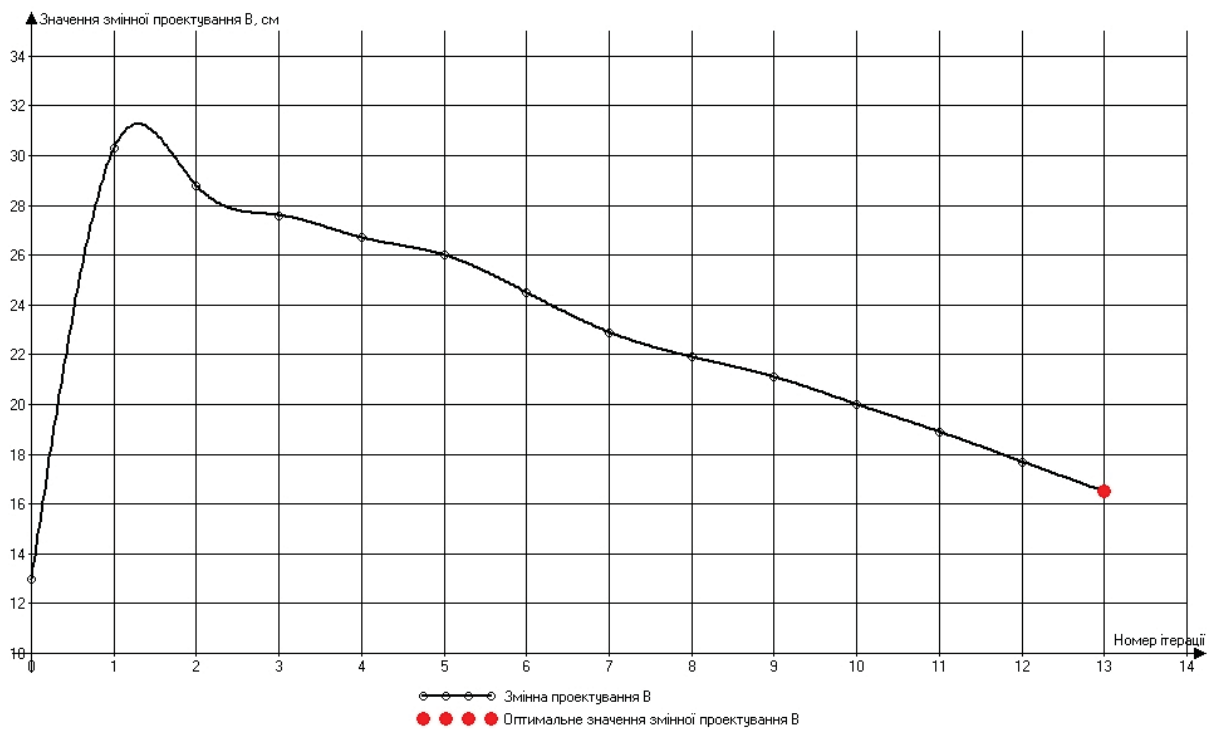


Рисунок 9 – Ширина полиці B двотаврового поперечного перерізу

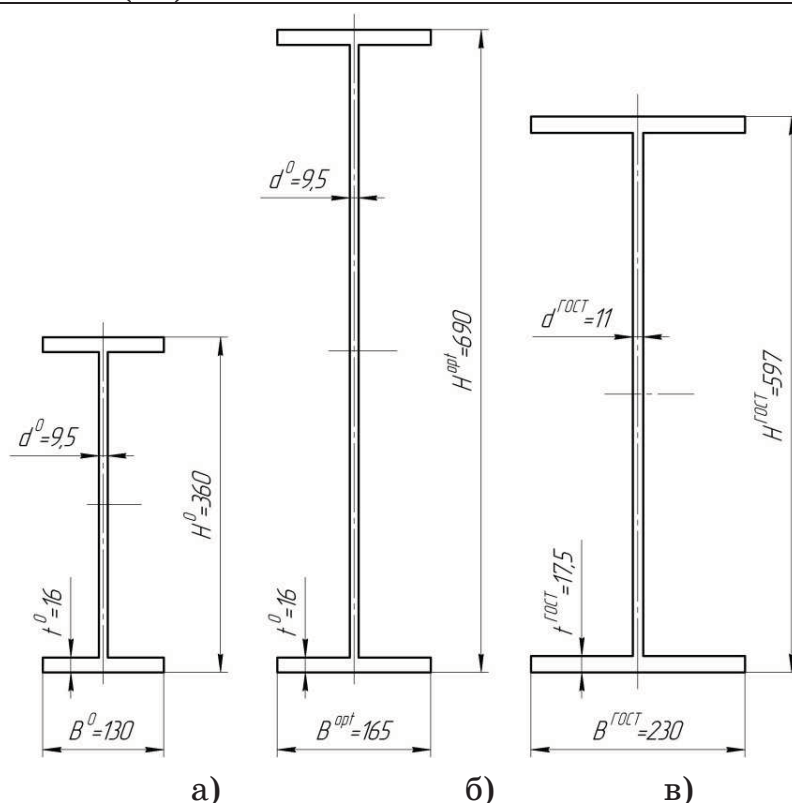


Рисунок 10 – Реальный і оптимальні проекти поперечних перерізів
повздовжньої балки колійної машини КРС-1

а) реальный проект; б) оптимальный проект; в) двотавр
№60Б2 ГОСТ 26020-83

Таблица 2

Результаты оптимізації несучої конструкції колійної машини КРС-1

	Реальный проект ($d = 0,95$ см, $t = 1,6$ см)	Двотавр №60Б2 ГОСТ 26020-83 ($d = 1,75$ см, $t = 1,1$ см)	Оптимальный проект ($d = 0,95$ см, $t = 1,6$ см)
H_0 , см	36		
B_0 , см	13		
H^{opt} , см	–	59,7	69,0
B^{opt} , см	–	23,0	16,5
I_z , см ⁴	15109	87639	82530
W_z , см ³	840	2936	2392
σ , МПа	432	138	158
$[\sigma]$, МПа	155		
ψ_0^0 , см ²	75,8		
ψ_0^{opt} , см ²	–	146,2	118,4
$\Delta\psi_0$, %	–	92,9	56,2

Аналіз результатів оптимізації несучої конструкції машини КРС-1 (табл. 2), вказує на те, що використання стандартного перерізу не дозволяє отримати оптимальну конструкцію, адже цільова функція в оптимальному проекті, отриманому чисельно, значно менша за значенням. Окрім того, при використанні стандартного перерізу максимальні напруження у конструкції при транспортному режимі, які складають 138 МПа, менші за нормативне значення 155 МПа [5, 6].

Відмітимо, що результатом оптимізаційного розрахунку є не тільки отримані розміри оптимального двотаврового поперечного перерізу, але й значення моменту опору W_z оптимального проекту поперечного перерізу.

Використання отриманого оптимального проекту поперечного перерізу у конструкції несучої рами машини КРС-1 ускладнене з технологічних причин, оскільки висота оптимального двотаврового поперечного перерізу $H^{opt} = 69$ см майже у два рази більша за висоту перерізу у початковому проекті $H^0 = 36$ см. Тому було прийнято рішення про вдосконалення конструкції несучої рами досліджуваної машини КРС-1 шляхом посилення поперечного перерізу основного повздовжнього елемента. Вибір вдосконаленого варіанту перерізу базувався на результатах оптимізаційного дослідження, проведеного вище.

У якості основного повздовжнього несучого елемента вдосконаленої конструкції рами було обрано складний поперечний переріз (рис. 11), який складається з двотавра 1 №36М ГОСТ 19425-74*, швелера 2 №14П ГОСТ 8240-97, закритого накладкою 3, а також накладки 4. Величина моменту опору W_z вдосконаленого поперечного перерізу близька за значення до величини моменту опору W_z^{opt} оптимального перерізу, отриманого вище (табл. 3).

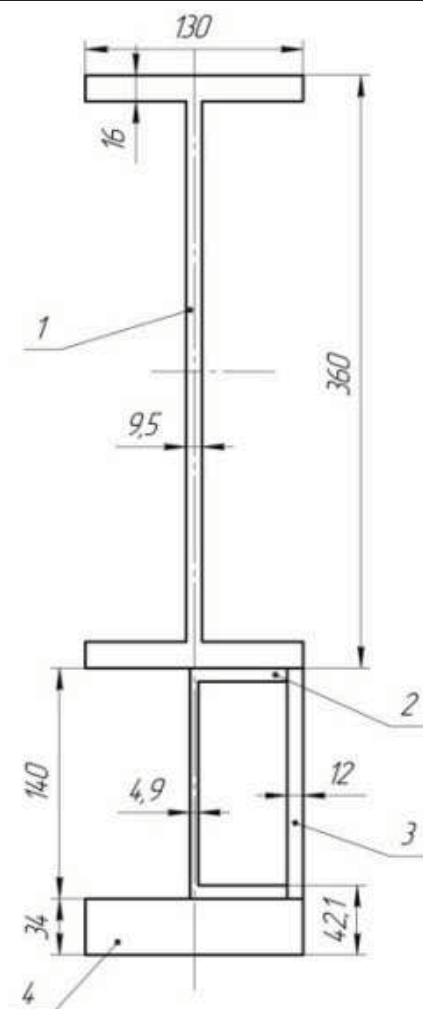


Рисунок 11 – Поперечний переріз основного повздовжнього елемента вдосконаленої рами колійної машини КРС-1

Таблиця 3

Моменти опору оптимального і вдосконаленого поперечних перерізів

Поперечний переріз	Величина моменту опору $W_z, \text{см}^3$	$\Delta W_z, \%$
Оптимальний проект (рис. 10, б)	2392	1,3
Вдосконалений проект (рис. 11)	2424	

Аналітичне і експериментальне дослідження НДС вдосконаленого варіанту несучої конструкції колійної машини КРС-1 проведено у [2].

Оцінка міцності досліджуваної колійної машини виконувалася для транспортного режиму експлуатації.

Аналітичне дослідження НДС вдосконаленої несучої конструкції машини КРС-1 [2] показало, що міцність рами за допустимими напруженнями забезпечується, оскільки максимальні напруження у транспортному режимі, які становлять 146 МПа, не перевищують но-

рмативне значення $[\sigma] = 155$ МПа [5]. Також в результаті проведення аналітичного дослідження було виявлено, що міцність несучої конструкції машини КРС-1 забезпечується за коефіцієнтом запасу втомлювальної міцності, оскільки отримане значення цього коефіцієнту (для точки Х6R $n = 1,96$ [2]) знаходиться у допустимих межах $[n] = 1,5$ [5, 6].

Для вдосконаленої несучої конструкції колійної машини КРС-1 були проведені ходові динамічні випробування на міцність Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) ДПТУ [2].

В результаті обробки експериментальних даних ходових динамічних випробувань на міцність було зроблено висновок, що міцність несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 за коефіцієнтом запасу втомлювальної міцності забезпечується, оскільки отримані значення цього коефіцієнту (для точки Х7R $n = 1,98$ [2]) знаходяться у допустимих межах $[n] = 1,5$ [5, 6].

Таким чином, в результаті аналізу аналітичного та експериментального досліджень, було встановлено, що міцність вдосконаленої несучої конструкції рами колійної машини КРС-1 у транспортному режимі забезпечена як допустимими напруженнями, так і за коефіцієнтами запасу втомлювальної міцності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соломонов, С. А. Путевые машины [Текст] / Соломонов С. А., Попович М. В. и др. – Желдориздат. – 2000. – 756 с.
2. Товт Б.М. Дослідження напружено-деформованого стану несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 [Текст] / Б. М. Товт, Є.М. Дзичковський, О.Є.Кривчиков//Вісник ДНУЗТу.–2011.– №38.
3. Костриця, С. А. Применение МКЭ к задачам оптимального проектирования несущих конструкций подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст] / С. А. Костриця // Вісник ДНУЗТу. – 2003. – №1. – С. 127 – 129.
4. Костриця, С. А. Чисельна реалізація методів математичного програмування в задачах оптимального проектування механічних конструкцій [Текст] / С. А. Костриця, Б. М. Товт // Вісник ДНУЗТу. – 2009. – №30. – С. 150 – 154.
5. Нормы прочности металлоконструкций путевых машин. ОСТ 32.62-96 [Текст] / ВНИИЖТ МПС РФ. – М., 1996.
6. Система испытаний подвижного состава. Организация и порядок проведения приёмочных и сертификационных испытаний тягового подвижного состава. ОСТ 32.53-96 [Текст] / ВНИИЖТ МПС РФ. – М., 1996.