

Визначення напружень в металокопструкції мостового крана при використанні ходових коліс нової копструкції

Н. М. Фідровська, Є. Д. Слепужніков, І. С. Варченко, С. В. Гарбуз,
С. М. Шевченко, М. А. Чиркіна, В. В. Нестеренко

Запропоновано метод експериментального дослідження напруженого стану металокопструкції мостового крану при використанні ходових коліс різної копструкції. Дослідження проводилось на діючому електричному, опорному, двобалковому мостовому крані вантажопідйомністю 5 т, та прогоном 22,5 м. За допомогою тензорезисторів, зібраних в напівмостову схему та підключених до аналого-цифрового перетворювача Zetlab210 (Росія), були визначені деформації головної балки в момент підйому та переміщення вантажу різної маси. Підйом та переміщення вантажу, було проведено при однакових умовах на штатних колесах вантажного візка та на колесах з еластичною гумовою вставкою. Були отримані графіки деформації головної балки. В подальшому перерахунку отримані залежності напруженого стану в кожному моменті переміщення вантажу при використанні як штатних коліс так і коліс з еластичною гумовою вставкою. Також були виявлені залежності та тривалості коливань, які виникають в продовж циклу підйому та переміщення вантажу. Цикл експериментального дослідження складався з підйому вантажу в крайньому лівому положенні вантажним візком, переміщенні вантажу в крайнє праве положення та повернення вантажного візка з вантажем в початкове положення.

Особливо слід відзначити, що застосування нової, модернізованої копструкції ходових коліс вантажного візка з еластичною гумовою вставкою ефективно гасять коливання в металокопструкції крана.

За підсумками експериментальних досліджень було виявлено зменшення напружень в головній балці мостового крану на 18 % та зменшення пікових вібрацій на 20 секунд при однакових циклах підйому та переміщення вантажу. Також при використанні коліс з еластичною гумовою вставкою зменшується період згасання коливань закінчення циклу переміщення вантажу щонайменше на 30 %.

Ключові слова: тензометрія, напруження, колесо ходове, еластична вставка, мостовий кран, вантажний візок.

1. Вступ

Мостові крани являються найбільш застосовуваними вантажопідйомними машинами в умовах сучасного виробництва, тому забезпечення їх надійної і безперебійної роботи являється досить актуальною задачею.

Довговічність роботи мостового крана залежить в більшій мірі від довговічності його металокопструкції, яка сприймає досить значні змінні навантаження. Циклічна робота вантажопідйомного крана викликає швидкозмінні процеси навантажень не тільки в часі, але і з величини. Це потребує досить уважного

визначення всіх силових факторів, які мають місце при роботі мостового крана, як статичних так і динамічних.

Основні навантаження, які виникають в металокопструкції мостового крана, виникають при підйомі вантажу і роботі механізмів пересування вантажного візка і мосту. Актуальність теми дослідження ґрунтується на можливості зменшення динамічних навантажень при роботі механізмів пересування мостового крана.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Надійність при використанні мостових кранів на сучасних промислових і енергетичних підприємствах визначає успішність виробничого процесу [1–3].

Але крім переваг мостові крани мають і деякі недоліки [4]. Підкранові копструкції сприймають навантаження від спераючихся на них будівельних і технологічних копструкцій [5]. Але така передача навантаження допустима лише в тих випадках, коли це передбачено проектом.

Для виготовлення кранових металевих копструкцій витрачається велика кількість металу [6]. Тому удосконалення конструктивної форми мостових кранів є одним із важливих завдань.

В даний час суттєво змінилися конструктивні форми багатьох кранових металевих копструкцій [7]. Пошуки шляхів зниження ваги і вартості копструкцій при одночасному поліпшенні їх якості привели до широкого впровадження листових коробчастих копструкцій замість ґратчастих, а в ґратчастих до значного збільшення замкнутих трубчастих профілів [8].

Незважаючи на вдосконалення конструктивних форм кранових металевих копструкцій, напруження які в них виникають при підйомі, опусканні і переміщення вантажу по мосту крана вантажним візком [9, 10], призводять до дефектів в структурі металу [11, 12]. Ці дефекти виявляються у вигляді вигинів, мікротріщин і тріщин в металокопструкції мостового крана [13].

Чинники, які призводять до виникнення сил перекоосу й руйнування окремих вузлів металокопструкцій мостових кранів, таких як кінцеві та головні балки, були розглянуті в роботі [14]. Були запропоновані декілька методів поліпшення роботи кранових металевих копструкцій. А саме, застосування гідродинамічних та гідростатичних приводів в механізмах пересування та повороту кранів. Впровадження в металевих копструкціях нових карбідо-інітрідоутворюючих сплавів заліза з показниками границі текучості в 4–5 разів більшими, ніж Ст3. Впровадження на заводах-виробниках останніх досліджень в галузі лазерної техніки. Впровадження високоміцних болтів та електрозаклепок для з'єднання головних і кінцевих балок. Також сказано, що ці методи поліпшать роботу кранових металевих копструкцій. Але не наведено порівняння пікових напружень в металокопструкціях кранів під час застосування деяких методів.

Дослідження скінчено-елементної моделі металокопструкції мостового крана і статичний аналіз методом скінчених елементів для отримання напруження в небезпечній точці металокопструкції розглянуто в роботах [15, 16]. За допомогою ортогонального дизайну змодельовані випадкові величини напружень в небезпечній точці. Розроблено новий метод точного кількісного аналізу і проектування металокопструкції мостового крана. Також автори стверджують

що розроблений ними метод може значно скоротити витрати на проектування мостового крана, але не вказують точні дані зменшених витрат.

В роботі [17] запропоновано структуру мультидисциплінарної оптимізації мостового крана. Представлено дослідження мультидисциплінарної технології проектування кранів. Встановлено оптимальну математичну модель крана для оптимізації його металокопструкції. Також є ствердження, що структура мультидисциплінарної оптимізації мостового крана за допомогою скінчено-елементного аналізу і динамічного моделювання може забезпечити жорсткість металокопструкції, що дозволить витримати виникаючі в ній напруження. Так само ця структура мультидисциплінарної оптимізації збільшує міцність і інші характеристики крана. Результати дослідження показують, що оптимізація металокопструкції може значно знизити загальну масу крана. Зменшення маси крана призведе до економії коштів на його виробництві. Але експериментальне дослідження було проведено тільки на 3D моделі мостового крана. Досліджень на мостовому крані будь-якого виробничого підприємства в реальних умовах не було проведено.

Оптимізація металокопструкції крана зі звареною коробчастою секцією балки розглянута в роботі [18]. Оптимізація металокопструкції здійснюється шляхом зміни розмірів секцій балки крана, а також положенням вантажного візка на балці. Цей спосіб включає порівняння існуючих аналітичних результатів з даними, отриманими за допомогою програмного забезпечення для аналізу методом кінцевих елементів і моделювання. Основна увага в роботі приділяється модифікації існуючої металокопструкції крана. Зменшуються розміри поперечного перерізу балки крана для мінімізації використання матеріалу при його виготовленні, що знижує його вартість. При розробці методології кінцевих елементів бралися до уваги напруження зсуву, повна деформація, максимальне головне напруження і мінімальне головне напруження для оптимізації проекту. Оптимізація включає зміну таких параметрів металокопструкції, як розмір і товщину пластин. Модернізована балка, ефективна з точки зору техніки проектування і підтверджена як економічна завдяки зниженню її ваги на 8,39 % в порівнянні з існуючою копструкцією. Але інші методи оптимізації металокопструкції крана в роботі не розглянуто.

Аналітичний розрахунок металокопструкції мостового крана виконано в роботі [19]. Були визначені максимальні напруги вигину і прогину головної балки. Також були розраховані параметри і створена модель крана в програмному забезпеченні. Модель крана була проаналізована за допомогою методу кінцевих елементів. Тільки після проведених перевірок металокопструкції крана за допомогою програмного забезпечення, була виготовлена його лабораторна фізична модель. І як стверджують автори, подальші дослідження будуть проводитись на цій лабораторній моделі.

Під час огляду літературних джерел [1–19] була виявлена відсутність даних щодо зменшення динамічних навантажень при роботі механізмів пересування мостового крана за рахунок удосконалення копструкції ходового колеса.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є визначення напружено-деформованого стану головної балки мостового крана при застосуванні на вантажному візку ходових коліс з еластичною гумовою вставкою, що дає можливість значно зменшити динамічні навантаження.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити напружено-деформований стан головної балки в момент підйому та переміщення вантажу різної маси на штатних та модернізованих ходових колесах вантажного візка мостового крана;
- провести порівняння результатів експериментальних досліджень застосування штатних та модернізованих ходових коліс вантажного візка мостового крана.

4. Матеріали та методи дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції мостового крана

Під час проведення досліджень використовувалось ходове колесо вантажного візка мостового крана модернізованої конструкції, а саме з еластичною гумовою вставкою.

На вантажному візку мостового крана були встановлені спочатку штатні колеса, потім штатні колеса були замінені на модернізовані колеса (з еластичною, гумовою вставкою). Вантажопідйомність крана 5 тон, прогон 22,5 метрів, висота підйому 8 метрів, режим роботи 7К.

Реєстрація виникаючих навантажень здійснювалась за допомогою електричних тензометрів.

Тензометрування машин, механізмів, агрегатів і технологічного обладнання необхідно для оцінки напружено-деформованого стану елементів, деталей і вузлів при експлуатаційних або спеціальних режимах роботи [20, 21].

Методи тензометрії засновані на вивченні і вимірі деформацій, що в більшості випадків дає можливість оцінки напруженого стану [22]. Тензорезистори являють собою резистори, опір яких змінюється зі зміною їх лінійних розмірів під дією зовнішніх факторів [23, 24]. Робота тензорезисторів заснована на явищі тензоефекту, зміні опору провідників при їх механічній деформації.

Тензорезистори бувають дротяні, фольгові і напівпровідникові. Геометричні розміри тензорезисторів перших двох типів змінюються при їх деформації. Основну роль в утворенні електричного сигналу в напівпровідникових тензорезисторах грає зміна їх питомого опору під дією механічного навантаження.

Чутливість як механічних, так і напівпровідникових тензорезисторів оцінюється коефіцієнтом тензочутливості k , визначеним тензоефектом:

$$k = 1 + 2\mu + \nu = (\Delta R/R)/(\Delta l/l), \quad (1)$$

де:

- μ – коефіцієнт Пуассона;
- ν – коефіцієнт зміни питомого опору провідника;

- ΔR – приріст опору провідника;
- R – опір провідника;
- Δl – приріст (зменшення або збільшення) геометричних параметрів провідника;
- l – довжина провідника.

Дротяний тензорезистор (рис. 1) являє собою решітку з дроту діаметром 0,02–0,05 мм, наліплену на основу (підкладку) тонкого паперу або лакової плівки.



Рис. 1. Тензорезистор з дротяним чутливим елементом

Дротяні тензорезистори виконують базою, довжиною петлі $l=5-30$ мм. Коefіцієнт тензочутливості дротяних тензорезисторів, виконаних з дроту константана дорівнює $k=2\pm 0,2$, номінальний робочий струм $I=0,3$ мА, максимальна деформація не повинна перевищувати 0,3 %.

Під час проведення експериментального дослідження були використані дротяні тензорезистори 2ДКП–10–100Б(Україна).

Кожний тензорезистор з числа відібраних підлягає огляду і перевірці. Вимірюють також опір тензорезисторів і групують їх за мінімальним розкидом.

Після розмітки схеми наклейки тензорезисторів (тензорезистори розміщують на випробуваній деталі таким чином, щоб при деформації останньої решітка тензорезистора розтягувалася або стискалася), поверхня деталі була нагріта до температури 50–70 °С.

Для приклеювання тензорезисторів (рис. 2) до поверхні деталі використовувався бутиральфенольний клей БФ–2(Україна).



Рис. 2. Приклеювання тензорезисторів на поверхню балки мостового крану

Після проведення контролю якості наклейки тензорезисторів, було виконано їх гідроізоляцію для захисту від дії вологи, теплоти і механічних пошкоджень.

Також було проведено тарировку тензорезисторів, яка здійснюється в комплексі з вимірювальною апаратурою. Процес тарировки полягає в знаходженні функціональної залежності між навантаженням, діючому на випробовувану деталь, і вихідним сигналом апаратури.

Зовнішні дроти тензорезисторів за допомогою клемних колодок з'єднувались з дротами напівмостової схеми, яка була підключена до аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) ZetLab 210 (рис. 3).

Дані з АЦП надходять до електронно-обчислювальної машини (ЕОМ).

Тарировка полягала в підйомі і поступовому нарощуванні маси вантажу з 0,0 кг до 3500 кг, при кроці нарощуванні вантажу у 500 кг.

Вага вантажу вимірювалась за допомогою динамометру ДПУ-10-2 (Україна).



Рис. 3. Загальний вигляд вимірювального обладнання: 1 – клемна колодка; 2 – ЕОМ; 3 – АЦП; 4 – напівмостова схема підключення

При підйомі вантажу, затримка під час кожного циклу становила 60 секунд. При опусканні вантажу 180 секунд.

5. Результати досліджень напружено-деформованого стану головної балки мостового крану

5.1. Результати експериментальних досліджень напружено-деформованого стану головної балки

Для проведення подальших розрахунків використовувались наступні вихідні дані:

- довжина робочої поверхні (проліт крана) – $l_p=22500$ мм;
 - матеріал виготовлення моста крана – ВМстЗпс;
 - товщина стінки балки – $\delta=6$ мм;
 - тривалість підйому вантажу – 180 с, $t_p=60$ с;
 - тривалість опускання вантажу – 60 с $t_o=180$ с;
 - довжина тензорезистору – $l_d=30$ мм;
 - живлення тензометричного моста – $E_v=1,5$ В;
 - коефіцієнт тензочутливості – $k_d=2$;
 - коефіцієнт Пуассона – $\nu=0,3$;
 - напруження в мосту крана (отримані експериментальним шляхом рис. 4)
- e_0 , мВ;
- модуль Юнга – $E=2,05 \cdot 10^5$ Н/мм².

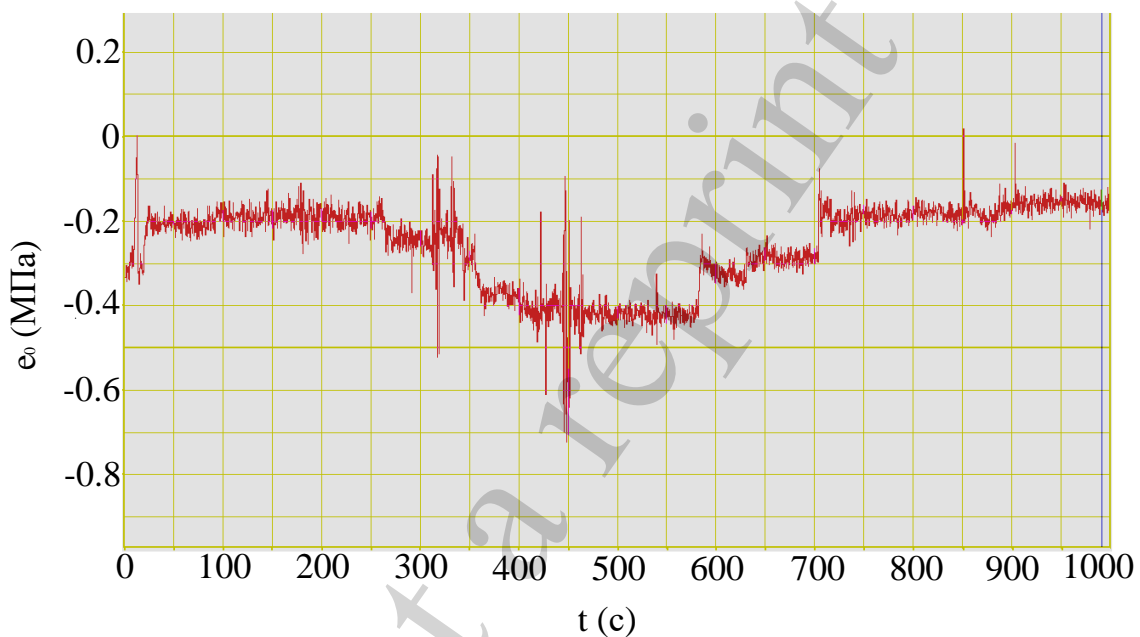


Рис. 4. Напруження в мосту крана отримані експериментальним шляхом з використанням АЦП ZetLab 210

Напруження в мосту крана для сигналу 1:

$$e_0 = \left(E_v / 2 \right) \cdot k_d \cdot \varepsilon_v, \quad (2)$$

де:

- e_0 , напруга в мосту крана (отримана експериментальним шляхом);
- E_v , живлення тензометричного моста;
- k_d , коефіцієнт тензочутливості;
- ε_v , відносна деформація.

Знайдемо відносну деформацію:

$$\varepsilon_b = \frac{dl}{l} = \frac{\varepsilon_a}{l_d}, \quad (3)$$

де:

- ε_a , абсолютна деформація;
- l_d , довжина тензорезистору.

Абсолютна деформація розраховується за формулою:

$$\varepsilon_a = \frac{2e_0}{E_y} \cdot k_d. \quad (4)$$

Тоді напруження в точці (база тензорезистора) буде дорівнювати:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_b, \quad (5)$$

де E – модуль Юнга (пружності), для сталі ВСт3пс $E=2,1 \cdot 10^5$ Н/мм².

Для спрощення перерахунків отриманих результатів виділимо на кожному етапі експерименту основні точки максимуму і мінімуму, при підйомі і опусканні вантажу від 0,0 кг до 3500 кг, з кроком у 500 кг.

Перерахуємо напруження, отримані при русі візка крана без вантажу і приймемо отримані результати за точку звіту, табл. 1.

Таблиця 1

Зведена таблиця розрахункових фізичних величин

Фізична величина	Розрахункові дані
ε_a	0,1
l_k	750
ε_b	$1,3 \cdot 10^{-4}$
σ	28

Далі вимірюються напруження головної балки в точці рівновіддаленої від коліс вантажного візка мостового крана.

Використовуючи програму розрахунків Mathcad15 визначено інші деформації і напруження (рис. 5, 6).

Виходячи з середніх значень, при підйомі і опусканні вантажу в мосту крана виникали такі механічні напруження (табл. 2).

За результатами усереднених значень напружень під час підйому і опусканні вантажу побудуємо тарировочну криву (рис. 7).

За графіком тарировки тензорезисторів бачимо, що вимірювально-реєструюче обладнання та програмне забезпечення дозволяє в реальному часі будувати функціональні залежності між навантаженням діючим на випробовувану деталь і вихідним сигналом вимірювально-реєструючого обладнання.

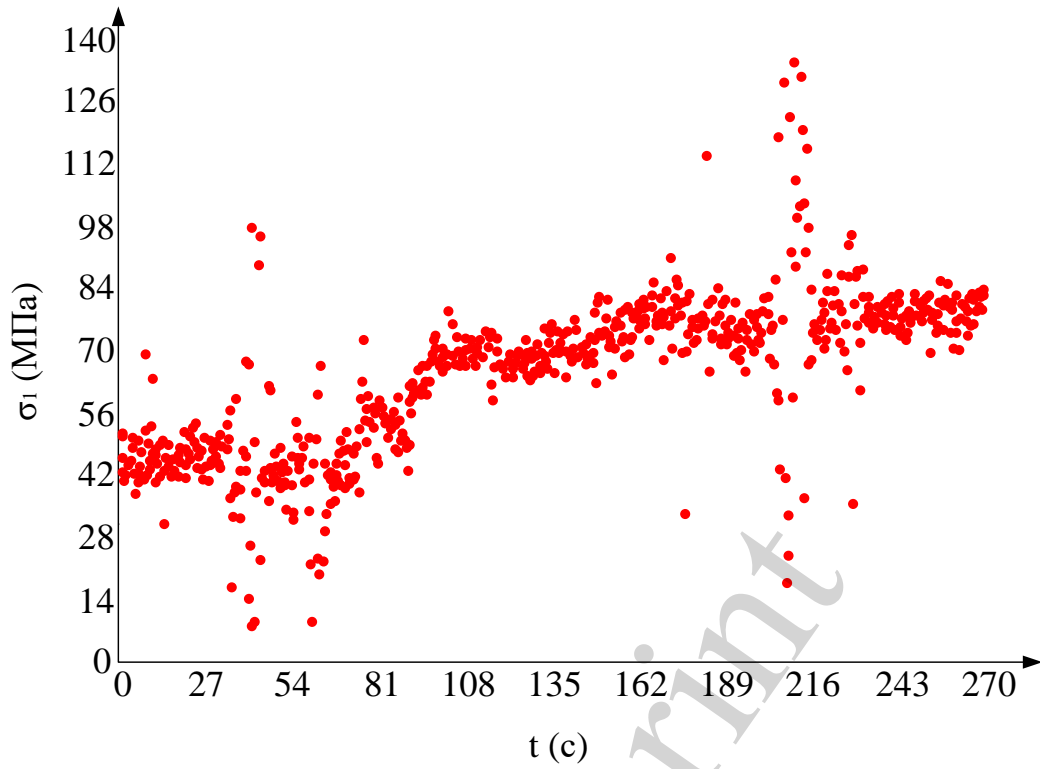


Рис. 5. Графік напружень в мосту крана під час підйому вантажу від 0,0 т до 3,5 т

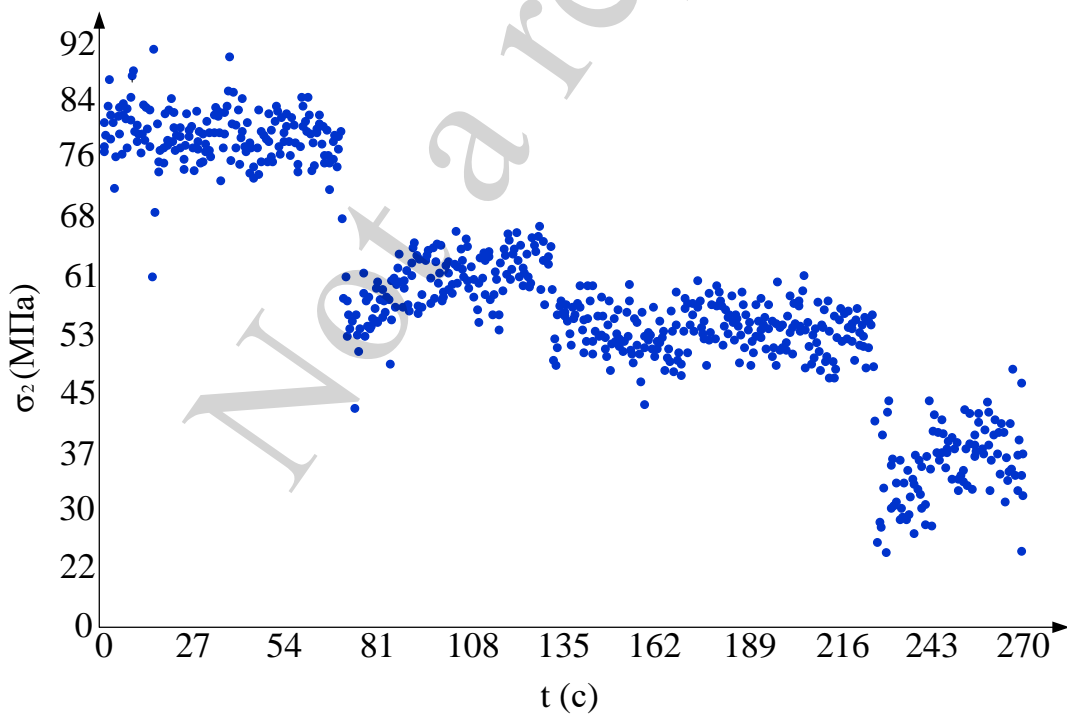


Рис. 6. Графік напружень в мосту крана під час опускання вантажу від 3,5 т до 0,0 т

Під час експериментального дослідження вимірювалися напруження в головній балці мостового крана за умови пересування навантаженого візка з од-

ного краю головної балки на інший. Піднімався вантаж масою 500 кг, 800 кг, 1800 кг цикл переміщення 3 рази. Виміри проводилися в двох варіантах:

1. На вантажному візку була встановлена вісь з штатними веденими ходовими колесами.

2. На вантажному візку була встановлена вісь з веденими ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою.

Таблиця 2

Механічні напруження в мосту крана під час підйому та опусканні вантажу

Маса вантажу(тон)	Напруження під час підйому вантажу(МПа)	Напруження під час опускання вантажу(МПа)
0	28	28
0,5	35	37
1	46	42
1,5	56	52
2	60	58
2,5	66	67
3	77	72
3,5	92	90

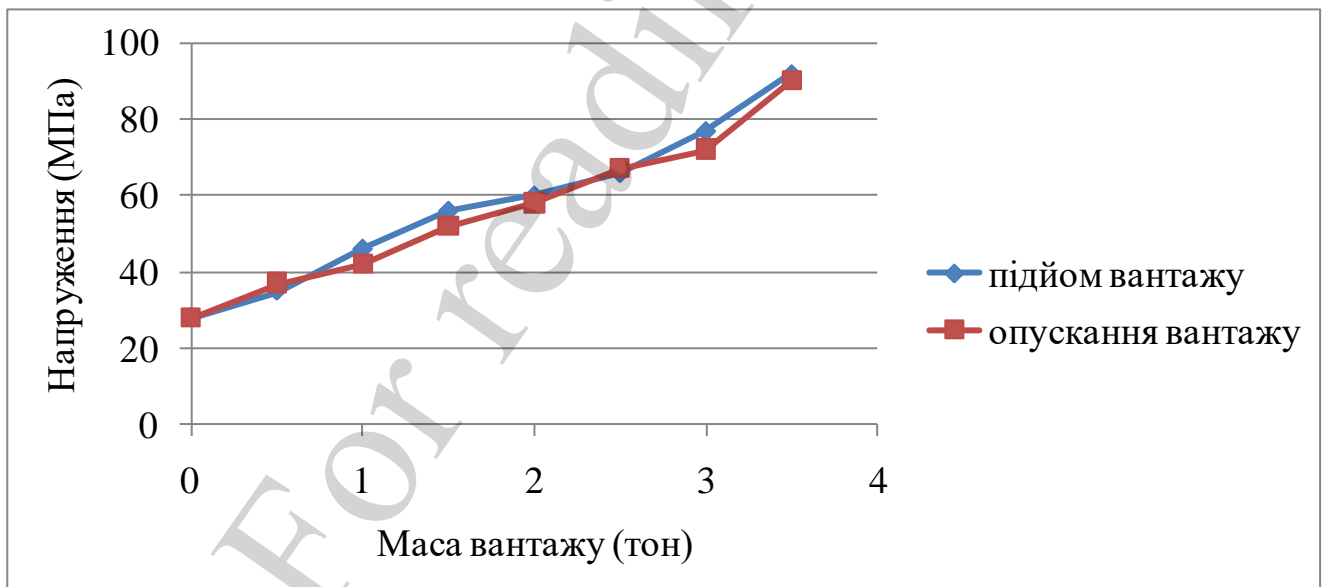
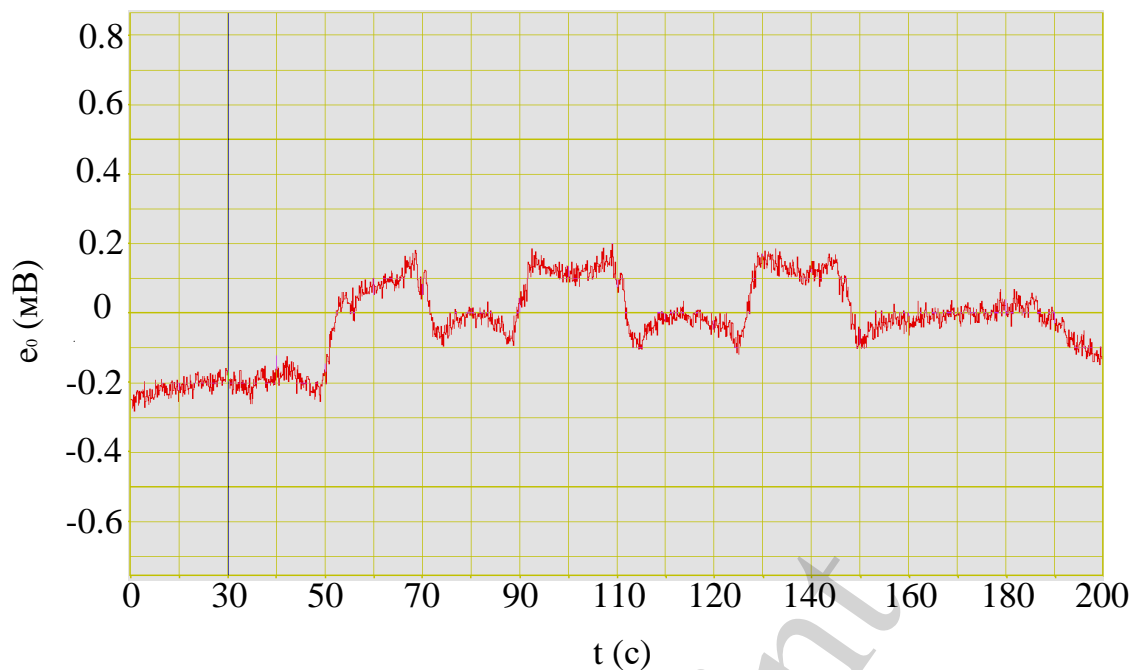
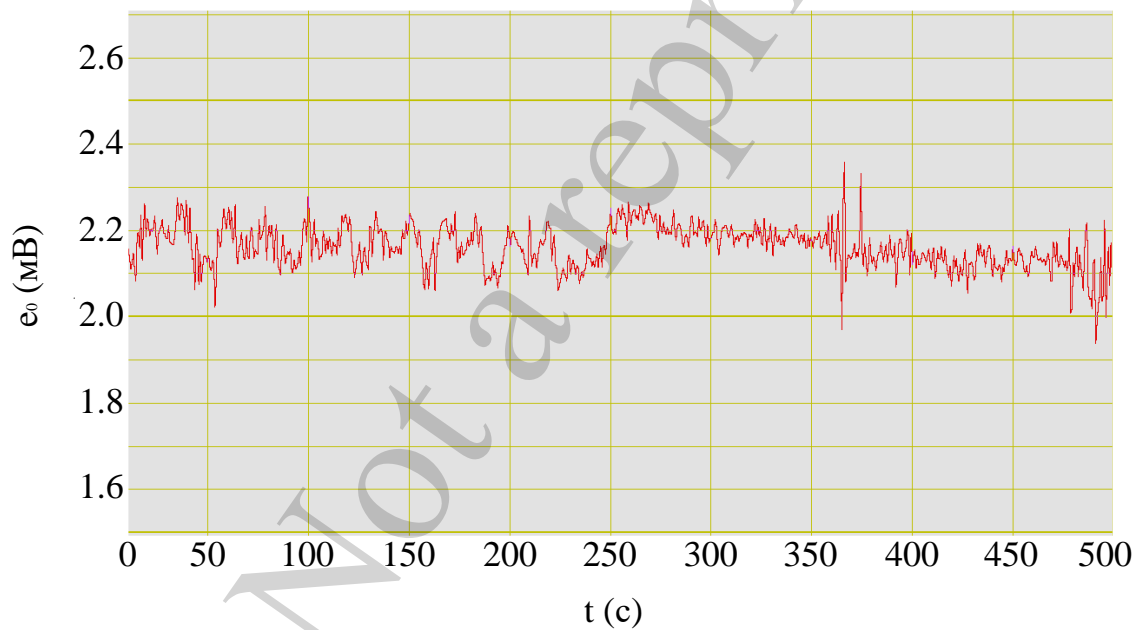


Рис. 7. Тарировочна крива

Під час підйому і переміщення вантажу масою 500 кг, отримані графіки зміни напружень в тензометричних датчиках під впливом цього вантажу. При встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами (рис. 8, а). При встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою (рис. 8, б).



a



б

Рис. 8. Напруження в головній балці мостового крана при підйомі вантажу масою 500 кг: *a* – при встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами; *б* – при встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою

Отримані дані напруженого стану в головній балці мостового крана з електричних сигналів напружень (мВ) перерахуємо в механічні (МПа), за допомогою вже отриманого графіку тарировки. Зробимо порівняння цих даних.

Методика перерахунку даних ідентична тій, яка застосовувалася при отриманні тарировочних даних.

На рис. 9 показані напруження, які виникають в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг. Напруження, які виникають при використанні вісі з штатними ходовими колесами – σ_1 . Напруження, які виникають при використанні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою, – σ_2 .

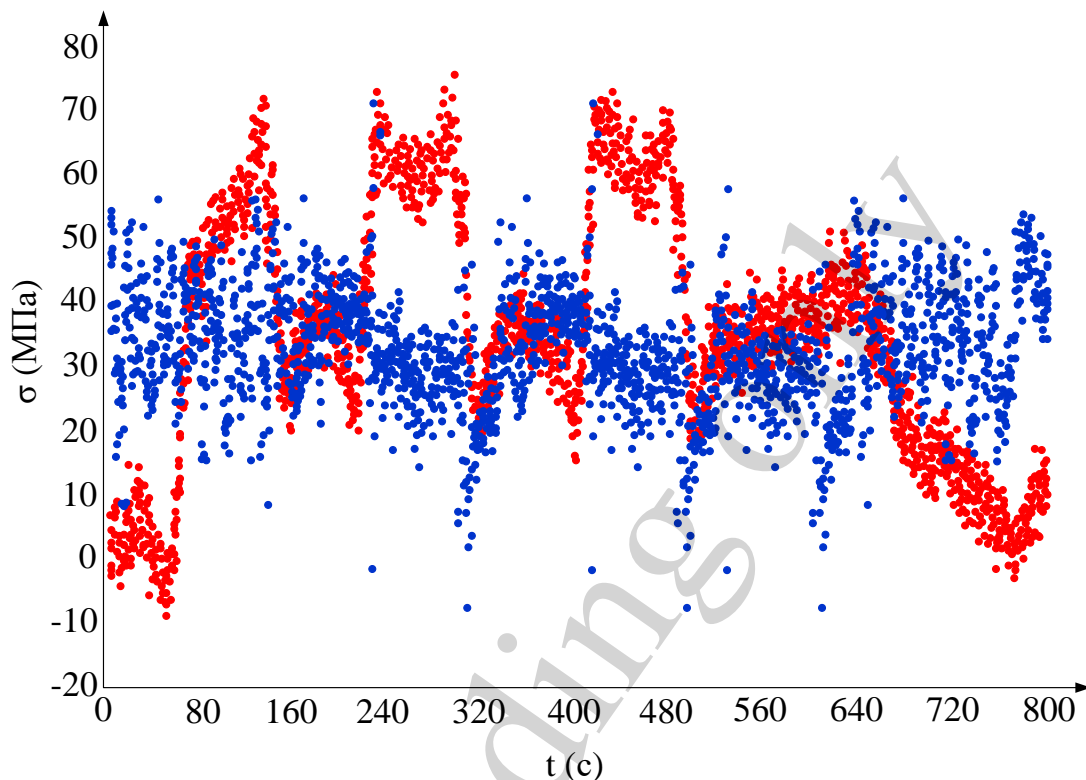


Рис. 9. Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг: ●●● – σ_1 ; ●●● – σ_2

З графіка(рис. 9) видно, що пікові напруження σ_1 на період проходження одного циклу переміщення навантаженого візка від крайнього лівого до крайнього правого положення зберігаються на проміжок 1/2 часу переміщення візка. Також з графіку (рис. 9) видно, що пікові напруження σ_2 значно короткочасні та в рази за часом менше σ_1 .

Пікові напруги σ_2 короткочасні і швидко гасяться внаслідок впливу еластичної гумової вставки, яка гасить коливання і зменшує їх поширення по всій довжині головної балки мостового крана. Слід також зазначити, що вже під час переміщення вантажу масою 500 кг, еластична гумова вставка в колесах ефективно гасить коливання головної балки. Тим самим, еластична гумова вставка зменшує передачу коливань на місця кріплення головної балки і кінцевий, відомого місця концентратора напружень та місця появи дефектів.

Еластична гумова вставка в колесах вісі візка зменшує як величину, так і тривалість коливань, тим самим зменшуючи роботу металоконструкції крана викликану експлуатацією. При підйомі і переміщенні вантажу металоконструкція крана виконує функцію опору силам, які не повинні виходити за межі зони

пружних деформацій, що короткочасно можливо при резонансних коливаннях. Еластична гумова вставка, або значно зменшує період пікових резонансних коливань, або усуває їх зовсім.

Інтенсивність та тривалість механічних напружень в головній балці мостового крана, при застосуванні штатних ходових коліс та коліс з еластичною гумовою вставкою, змінюються з такою тенденцією, табл. 3:

Таблиця 3

Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг

Положення вантажного візка (цикл)	Характер навантаження щодо досліджуваного положення	σ_1 (МПа)	σ_2 (МПа)
1	Початкова точка (без навантаження).	0	0
2	Підйом вантажу в крайньому лівому положенні візка на головній балці мостового крана.	10	33
3	Переміщення візка з вантажем до тензодатчиків (розташованих на середині прогону).	40	40
4	Візок з вантажем знаходиться на середині прогону.	63	50
5	Пікові напруження.	72	52
6	Візок з вантажем знаходиться в крайньому правому положенні.	38	20
Середнє значення напружень в головній балці.		37,1	32,5

Наступний етап експериментального дослідження полягає в підйомі і переміщенні вантажу масою 800 кг, що становить 16 % максимально допустимої вантажопідйомності.

При підйомі і переміщенні вантажу масою 800 кг, отримані графіки зміни напружень в тензометричних датчиках під впливом цього вантажу. При встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами (рис. 10, а). При встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою (рис. 10, б).

З отриманих графіків експериментальних даних спостерігається закономірність щодо зниження напруженості в головній балці мостового крана (рис. 11). Напруження, які виникають при використанні вісі з штатними ходовими колесами, – σ_1 . Напруження, які виникають при використанні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою – σ_2 .

Але тенденція зниження напруженості іншого характеру.

Так само видно значне зниження тривалості пікових, резонансних напружень при використанні на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою. Однак величина пікових напружень в деяких моментах навіть перевищує напруги при використанні на вантажному візку вісі з шта-

тними ходовими колесами. Але інтенсивність та тривалість механічних напружень в головній балці мостового крана, при застосуванні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою, змінюються з такою тенденцією, табл. 4.

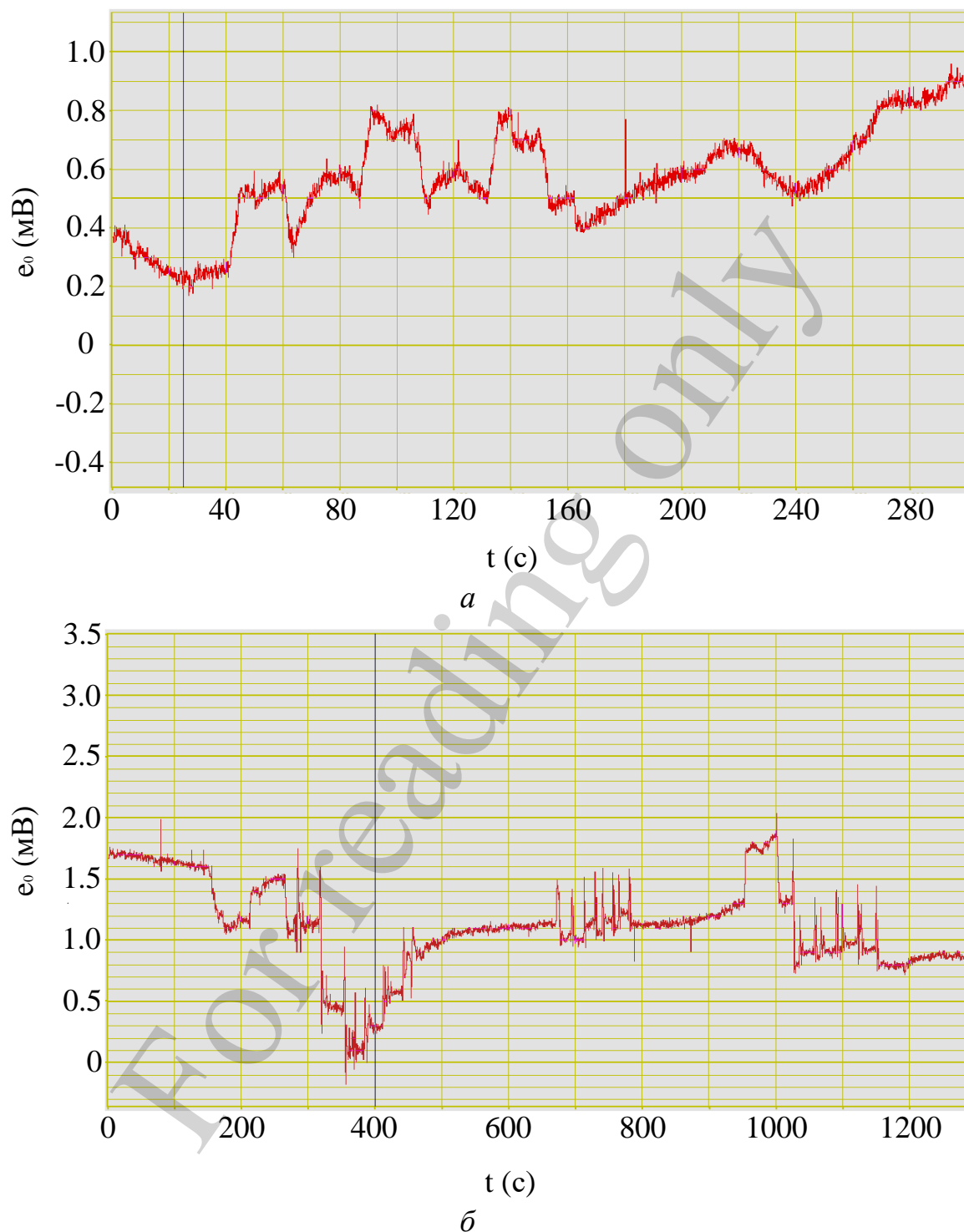


Рис. 10. Напруження в головній балці мостового крана при підйомі вантажу масою 800 кг: *a* – при встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами; *б* – при встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою

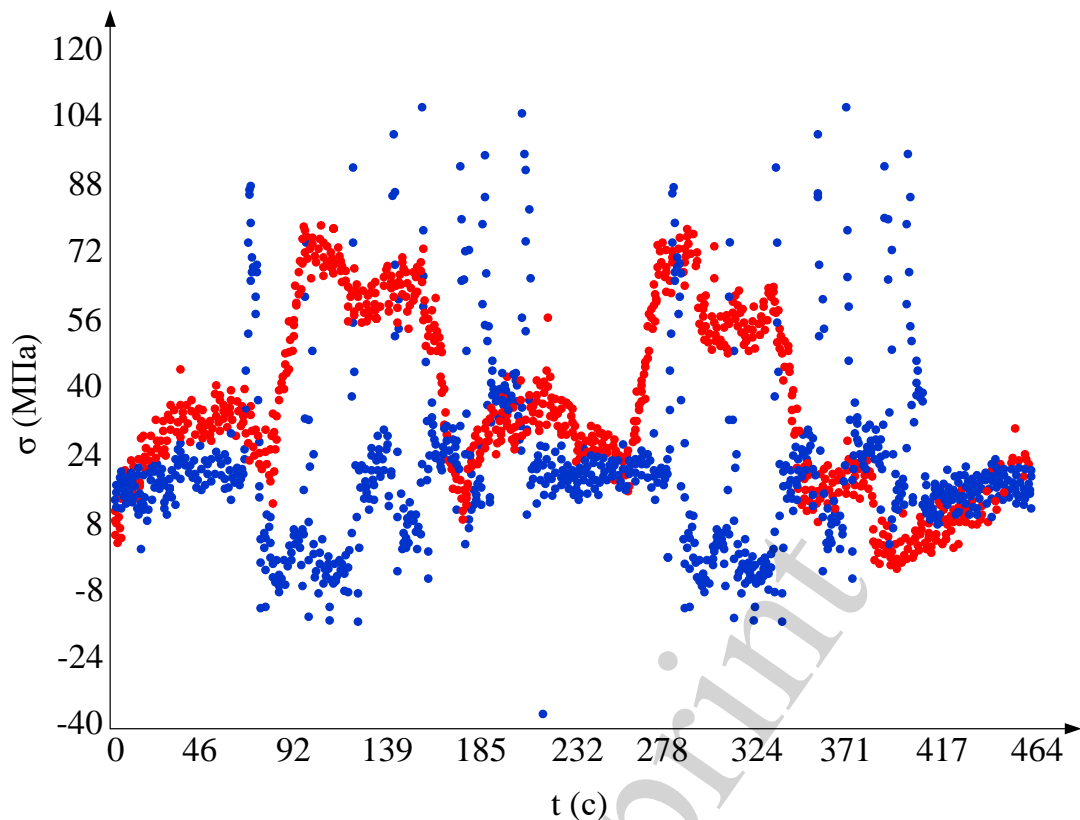


Рис. 11. Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 800 кг: ●●● – σ_1 ; ●●● – σ_2

Таблиця 4

Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 800 кг

Положення вантажного візка (цикл)	Характер навантаження щодо досліджуваного положення	σ_1 (МПа)	σ_2 (МПа)
1	Початкова точка (без навантаження).	0	0
2	Підйом вантажу в крайньому лівому положенні візка на головній балці мостового крана.	24	20
3	Переміщення візка з вантажем до тензодатчиків (розташованих на середині прогону).	40	28
4	Візок з вантажем знаходиться на середині прогону.	70	40
5	Пікові напруження.	90	82
6	Візок з вантажем знаходиться в крайньому правому положенні.	42	28
Середнє значення напружень в головній балці.		44,3	38

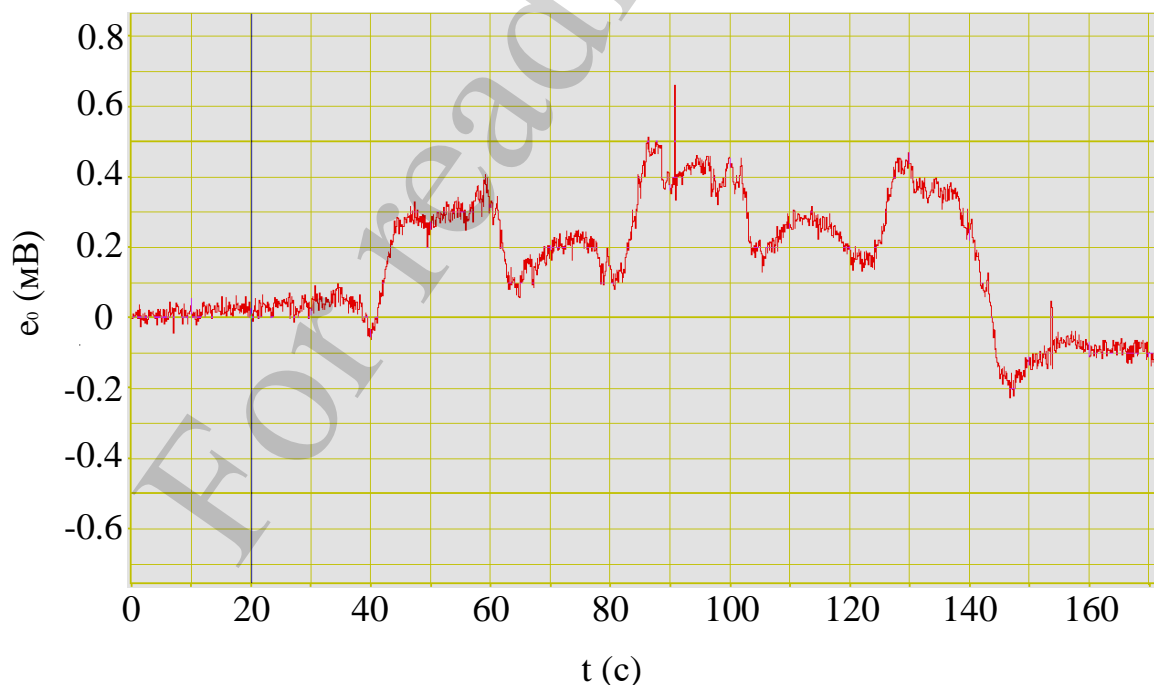
Наступний етап експерименту полягає в підйомі і переміщенні вантажу масою 1800 кг, що становить 36 % максимально допустимої вантажо-підйомності.

При підйомі і переміщенні вантажу масою 1800 кг, отримані графіки зміни напружень в тензометричних датчиках під впливом цього вантажу. При встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами (рис. 12, *а*). При встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою (рис. 12, *б*).

З отриманих графіків експериментальних даних розподілу напружень, при підйомі вантажу масою 1800 кг, бачимо усталену і повторювану закономірність зниження усереднених напружень по всьому циклу проведення експерименту (рис. 13).

Спостерігається як зменшення амплітуди коливань, так і величини пікових напружень, а також їх тривалість у часі. Обробляючи результати, визначаємо закономірності розподілу напружень в різних періодах проходження візка з вантажем масою 1800 кг, по головній балці мостового крана. Інтенсивність та тривалість механічних напружень в головній балці мостового крана, при застосуванні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою, змінюються з такою тенденцією, табл. 5.

При порівнянні результатів експериментального дослідження, під час переміщення вантажу масою 1800 кг, спостерігаємо значне зниження як напружень так і коливань при використанні коліс з еластичною гумовою вставкою.



а

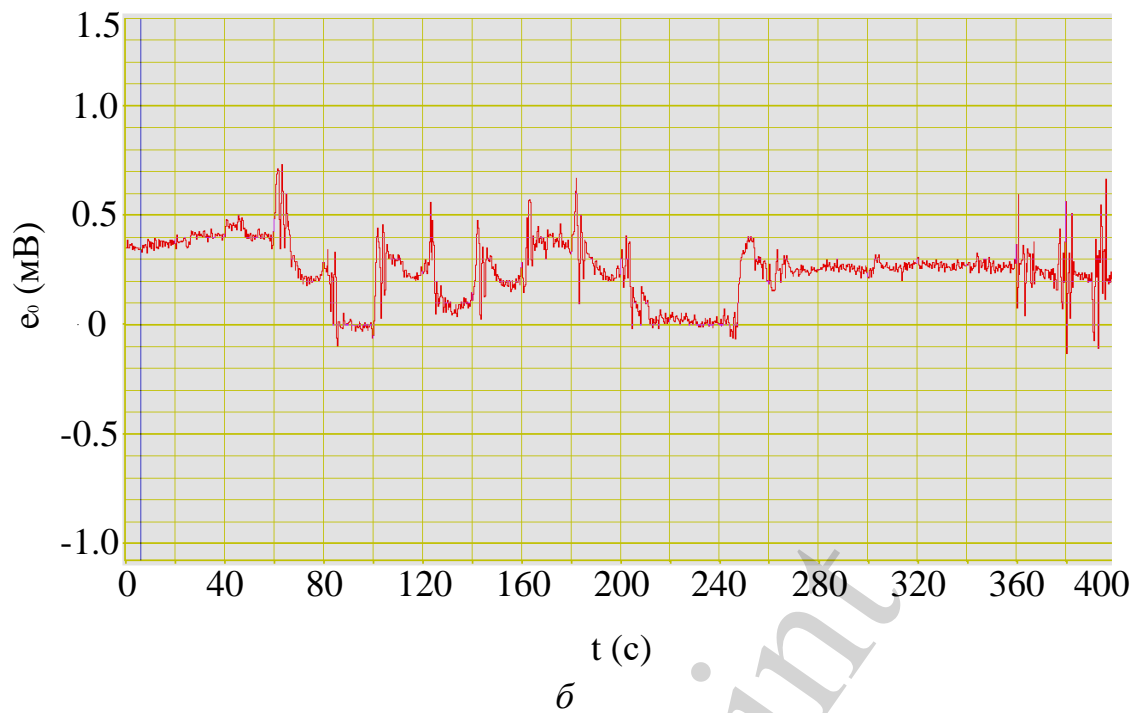


Рис. 12. Напруження в головній балці мостового крана при підйомі вантажу масою 1800 кг: a – при встановленій на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами; b – при встановленій на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою

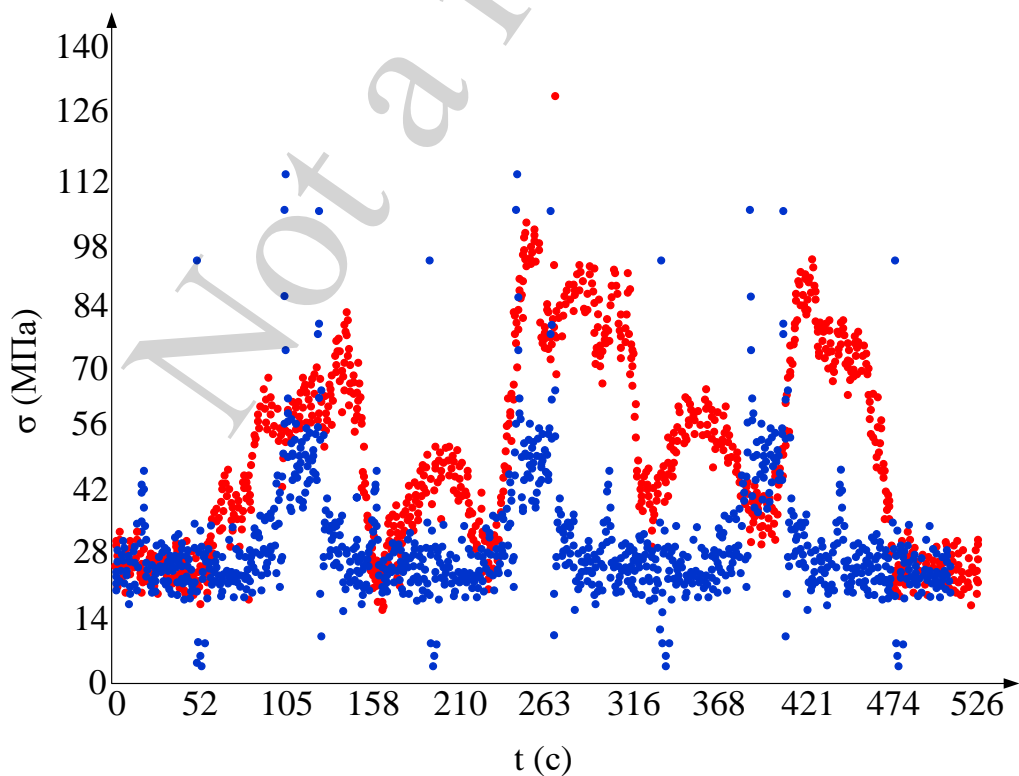


Рис. 13. Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 1800 кг: $\bullet\bullet$ – σ_1 ; $\bullet\bullet$ – σ_2

Таблиця 5

Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 1800 кг

Положення вантажного візка(цикл)	Характер навантаження щодо досліджуваного положення	σ_1 (МПа)	σ_2 (МПа)
1	Початкова точка (без навантаження).	0	0
2	Підйом вантажу в крайньому лівому положенні візка на головній балці мостового крана.	24	28
3	Переміщення візка з вантажем до тензодатчиків (розташованих на середині прогону).	56	42
4	Візок з вантажем знаходиться на середині прогону.	94	56
5	Пікові напруження.	105	112
6	Візок з вантажем знаходиться в крайньому правому положенні.	42	28
Середнє значення напружень в головній балці.		53,5	44,3

5. 2. Порівняння експериментальних даних з використанням ходових коліс штатної та модернізованої конструкції

Під час порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг бачимо швидке гасіння пікових напружень. Також бачимо, що пікові напруження σ_1 , під час використання на вантажному візку вісі з штатними ходовими колесами, складають 72 МПа (табл. 3). В той час, за таких самих умов експлуатації σ_2 , під час використання на вантажному візку вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою, становить 52 МПа, що на 30 % менше (табл. 3).

Зменшення напруженості в головній балці мостового крана обумовлено гасінням коливань за рахунок демпфірування еластичної гумової вставки, і як наслідок зменшення ефекту резонансу. Під час такого ефекту частоти власних коливань мосту збігаються з коливаннями, які передаються під час пересування візка. У цих випадках еластична гумова вставка дозволяє ефективно гасити коливання і значно зменшувати пікові напруження в несучій металоконструкції крана.

Середнє значення напружень при проходженні всіх циклів підйому і переміщення вантажу масою 800 кг на головній балці мостового крана для вісі з штатними ходовими колесами складає 44,3 МПа (табл. 4). Для вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою складає 38 МПа (табл. 4). Також спостерігається зменшення напруженості в 18 % при використанні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою. Але слід звернути увагу, що зниження напруженості для вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою проходило не за всіма пунктами досліджуваного положення.

Величина пікових значень напружень в середині прогону мостового крану на вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою становила

90 МПа (табл. 4). В той час, на вісі з штатними ходовими колесами значення напружень дорівнювало 82 МПа (табл. 4). Також слід врахувати той факт, що пікове напруження на вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою реєструвалося 10 разів з періодом в 0,5 секунд (рис. 10, а). На вісі з штатними ходовими колесами цей же період був безперервний і тривав 65 секунд (рис. 10, б). Подібний довготривалий вплив пікових напружень значно зменшує ресурс металоконструкції крана і тягне за собою швидкий втомний знос металу.

Виходячи з середніх значень напружень при застосуванні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою під час переміщення вантажу масою 1800 кг, напруженість в головній балці зменшується на 18 % (табл. 5). Також слід відзначити значне зменшення тривалості пікових коливань балки. Вони становлять в середньому 30 секунд для штатних ходових коліс та 10 секунд для коліс з еластичною гумовою вставкою (рис. 12).

Проаналізувавши дані натурного експерименту, побудуємо графік напруженого стану балки мостового крана, в залежності від маси вантажу, що піднімається і положення вантажного візка (рис. 14).

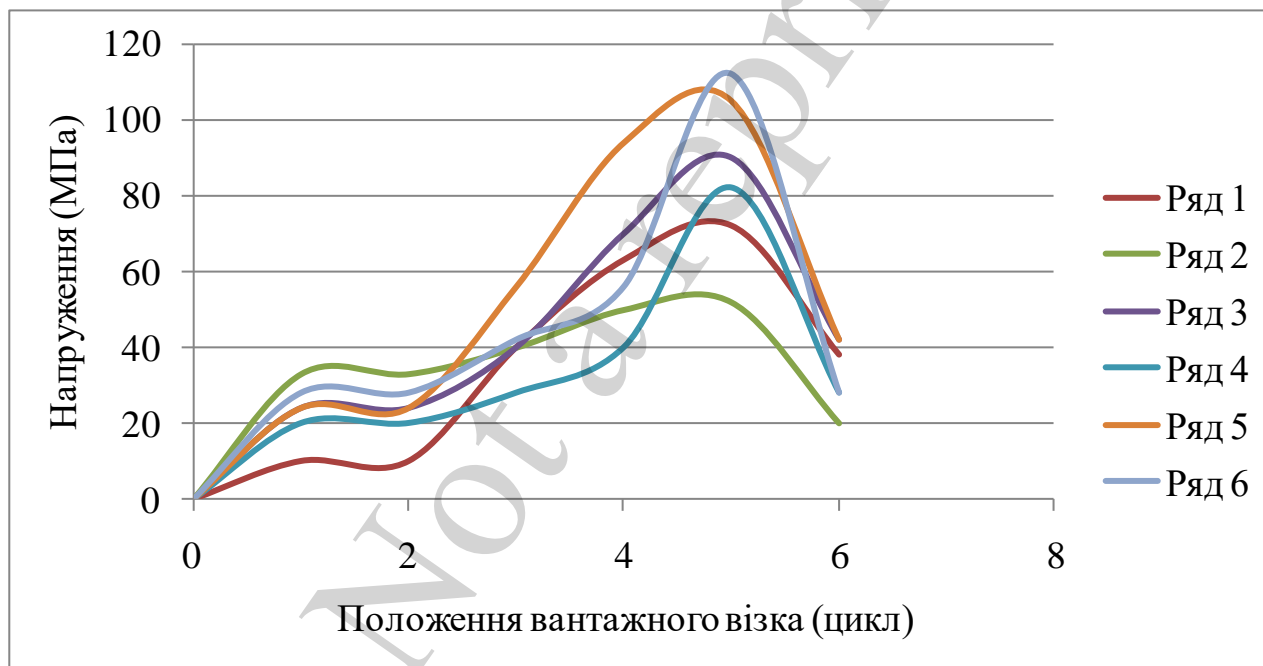


Рис. 14. Графік залежності напруженого стану балки мостового крана від маси вантажу: ряд 1 – використання штатних коліс, маса вантажу 500 кг; ряд 2 – використання коліс з еластичною гумовою вставкою, маса вантажу 500 кг; ряд 3 – використання штатних коліс, маса вантажу 800 кг; ряд 4 – використання коліс з еластичною гумовою вставкою, маса вантажу 800 кг; ряд 5 – використання штатних коліс, маса вантажу 1800 кг; ряд 6 – використання коліс з еластичною гумовою вставкою, маса вантажу 1800 кг

Розглядалися такі положення (цикли): 1 – вантажний візок в крайньому правому положенні без вантажу; 2 – вантажний візок в крайньому правому положенні з вантажем; 3 – вантажний візок з вантажем починає рух до центральної осі пере-

тину головної балки; 4 – вантажний візок знаходиться в центрі осі перетину головної балки; 5 – максимальні, короткочасні пікові показники приладу або симуляції; 6 – вантажний візок з вантажем рухається в крайнє праве положення.

З даного графіка можна бачити розподіл напружень в центральній осі перетину однієї з двох головних балок крана по відношенню з 6 положень візка з вантажем.

Також спостерігається тенденція зниження коливань і напружень головної балки при підйомах вантажів різної маси з урахуванням використання коліс різної конструкції.

Запропонована методика експериментальних досліджень напружень металоконструкції відрізняється від розглянутих вище робіт [14–19]. Вплив ходових коліс крана розглядався раніше тільки на динамічні сили, а в цій роботі виконані дослідження на статичні.

6. Обговорення результатів дослідження напружень в металоконструкції мостового крана

Як бачимо з рис. 8, максимальна амплітуда коливань напружень в металоконструкції балки складає 0,4 мВ при використанні штатних коліс і 0,2 мВ при використанні коліс з гумовими вставками.

Під час використання штатних ходових коліс, коливання являються знакозмінними, що досить негативно впливає на матеріал балки. При використанні модернізованих ходових коліс еластична вставка колеса являється в певній мірі амортизатором коливань і пом'якшує напруження.

Ці закономірності властиві і роботі крана з іншими вантажами (рис. 10, 12), тому можна вважати їх перевагами використання модернізованої конструкції колеса, рис. 14.

В подальшому, було б доцільним проведення експериментального дослідження з використанням ходових коліс модернізованої конструкції на вантажному візку мостового крана вантажопідйомністю більше 5 тон.

7. Висновки

1. Напружений стан головної балки при застосуванні ходових коліс нової конструкції (з еластичною гумовою вставкою) зменшується на 18 %. Це пояснюється еластичними властивостями вставки. Завдяки цьому стає можливим збільшення довговічності балок мостового крана.

2. Тривалість пікових коливань при застосуванні ходових коліс нової конструкції зменшується на 30 %, що також пояснюється еластичними властивостями вставки. Завдяки цьому стає можливим зменшити вагу балок мостового крана, прийнявши профілі менших розмірів.

Література

1. Castro, J. C., Palafox, E. H., Gómez, L. H. H., Mendoza, G. S., Grijalba, Y. L., López, P. R. (2019). Analysis of the structural girders of a crane for the license renewal of a BWR Nuclear Power Plant. *Procedia Structural Integrity*, 17, 115–122. doi: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.016>

2. Слепужніков, Є., Фідровська, Н. (2020). Використання кранів мостового типу в сучасній промисловості. Збірник наукових праць ЛОГОС, 96–97. doi: <https://doi.org/10.36074/05.06.2020.v3.40>
3. Сапон, М. М., Горбаченко, О. В., Кондратьєв, С. М., Крицький, В. Б., Маяцький, В. Д., Медведєв, В. І., Смишляєва, С. П. (2020). Запобігання пошкодженням відпрацьованого ядерного палива під час транспортно-технологічних операцій. Ядерна та радіаційна безпека, 2 (86), 62–71. doi: [https://doi.org/10.32918/nrs.2020.2\(86\).08](https://doi.org/10.32918/nrs.2020.2(86).08)
4. Fidrovska, N., Slepuzhnikov, E., Larin, O., Varchenko, I., Lipovyi, V., Afanasenko, K., Harbuz, S. (2020). Increase of operating reliability of the travel wheel using the use of the elastic inserts. EUREKA: Physics and Engineering, 5, 69–76. doi: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001387>
5. Otrosh, Y., Kovalov, A., Semkiv, O., Rudeshko, I., Diven, V. (2018). Methodology remaining lifetime determination of the building structures. MATEC Web of Conferences, 230, 02023. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823002023>
6. Tong, Y., Ge, Z., Zhuo, X., Shen, G., Li, D., Li, X. (2018). Research on welding deformation for box girder of bridge crane based on thermal elasto-plastic theory. Advances in Mechanical Engineering, 10 (5), 168781401877588. doi: <https://doi.org/10.1177/1687814018775885>
7. Spruogis, B., Jakštas, A., Turla, V., Iljin, I., Šešok, N. (2011). Dynamic reaction forces of an overhead crane on lifting. TRANSPORT, 26 (3), 279–283. doi: <https://doi.org/10.3846/16484142.2011.622144>
8. Yixiao, Q., Ji, J., Haiming, Y. (2016). High Precision Analysis of Stress Concentration in Girder Structure of Casting Crane. International Journal of Science and Qualitative Analysis, 2 (2), 14–18. doi: <https://doi.org/10.11648/j.ijjsqa.20160202.11>
9. Kutsenko, L., Semkiv, O., Kalynovskyi, A., Zapolskiy, L., Shoman, O., Virchenko, G. et. al. (2019). Development of a method for computer simulation of a swinging spring load movement path. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (7 (97)), 60–73. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154191>
10. Kutsenko, L., Vanin, V., Shoman, O., Yablonskiy, P., Zapolskiy, L., Hrytsyna, N. et. al. (2019). Modeling the resonance of a swinging spring based on the synthesis of a motion trajectory of its load. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3 (7 (99)), 53–64. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.168909>
11. Nischeta, S. A., Chernyshova, E. P., Narkevich, M. Y., Krishan, A. L., Sagadatov, A. I. (2017). Damage of bridge lifting cranes and crane metal structures. Journal of Engineering and Applied Sciences, 12 (3), 6587–6590. URL: <http://docsdrive.com/pdfs/medwelljournals/jeasci/2017/6587-6590.pdf>
12. Antsev, V. Y., Tolokonnikov, A. S., Vorobev, A. V., Sakalo, V. I. (2017). Methods of determining the margin of cyclic crack resistance of metal structures for hoisting machinery. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 177, 012096. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/177/1/012096>

13. Frankovský, P., Delyová, I., Sivák, P., Kurylo, P., Pivarčiová, E., Neumann, V. (2020). Experimental Assessment of Time-Limited Operation and Rectification of a Bridge Crane. *Materials*, 13 (12), 2708. doi: <https://doi.org/10.3390/ma13122708>

14. Григоров, О. В., Аніщенко, Г. О., Петренко, Н. О., Стрижак, В. В., Турчин, О. В., Радченко, В. С. та ін. (2019). Поліпшення роботи кранових металевих конструкцій шляхом застосування гідروприводу та деяких інших рішень в механізмах пересування та повороту. *Підйомно-транспортна техніка*, 2 (61), 4–25. URL: <https://ptt-journals.net/files/2019-2-61-01.pdf>

15. Meng, W., Yang, Z., Qi, X., Cai, J. (2013). Reliability Analysis-Based Numerical Calculation of Metal Structure of Bridge Crane. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013, 1–5. doi: <https://doi.org/10.1155/2013/260976>

16. Haniszewski, T. (2014). Strength analysis of overhead traveling crane with use of finite element method. *Transport problems*, 9 (1), 19–26. URL: <https://www.researchgate.net/publication/276235576>

17. Yifei, T., Wei, Y., Zhen, Y., Dongbo, L., Xiangdong, L. (2013). Research on Multidisciplinary Optimization Design of Bridge Crane. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013, 1–10. doi: <https://doi.org/10.1155/2013/763545>

18. Patel, H., Upadhyay, D., Patel, D. (2020). Design optimization of box girder in gantry crane using finite element analysis software. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 07 (08), 1906–1917. URL: <https://www.irjet.net/archives/V7/i8/IRJET-V7I8317.pdf>

19. Delic, M., Colic, M., Mesic, E., Pervan, N. (2017). Analytical calculation and fem analysis main girder double girder bridge crane. *TEM Journal*, 6 (1), 48–52. doi: <http://dx.doi.org/10.18421/TEM61-07>

20. Слепужніков, Є., Варченко, І., Фідровська, Н. (2020). Проведення експериментальних досліджень методом тензометрії. *Матеріали конференцій МЦНД*, 85–86. doi: <https://doi.org/10.36074/01.05.2020.v2.10>

21. Pastor, M., Trebuna, F., Lengvarsky, P., Bocko, J. (2016). Possibility of using of tensometry in deformation analysis in areas with sudden change of geometry. *American Journal of Mechanical Engineering*, 4 (7), 363–367. URL: <https://www.researchgate.net/publication/313108265>

22. Tutak, P. (2014). Application Of Strain Gauges In Measurements Of Strain Distribution In Complex Objects. *Journal of Applied Computer Science Methods*, 6 (2), 135–145. doi: <https://doi.org/10.1515/jacsm-2015-0004>

23. Ghimbaseanu, I. (2015). Experimental research study on the use of a resistive tensometric sensor. *International Scientific Journal: Machines. Technologies. Materials*, 9 (1), 44–47. URL: <https://stumejournals.com/journals/mtm/2015/1/44.full.pdf>

Pastor, M., Carak, P., Gomory, I. (2019). The assessment of the residual stresses influence on generation of the infringement in shape-complex supporting members. *Strojnícky casopis – Journal of Mechanical Engineering*, 69 (1), 85–96. doi: <https://doi.org/10.2478/scjme-2019-0007>