

УДК 669.013.002.5:539.4

DOI 10.31319/2519-2884.tm.2020.21

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ГРИЩЕНКО Д.І., аспірант
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., доцент
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАСШТАБНОЇ МОДЕЛІ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ

Вступ. Оскільки результати, отримані в теоретичному дослідженні зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою [1, 2], носять принципово важливий характер, а деякі параметри розроблених математичних моделей можна установити лише експериментальним шляхом [3–5], постає задача експериментального дослідження прототипу зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою – відповідної масштабної моделі вантажопідйомністю 500 кг.

Постановка задачі. У розроблених математичних моделях отримані розрахункові навантаження на лонжерони у вертикальній площині, на поперечину рами у поздовжній та поперечній площинах, розкритий механізм формування навантажень на лонжерони з боку вузлів підвіски, опорних ложементів. Ці навантаження необхідно визначити експериментально, перевірити на адекватність математичні моделі, розрахункові схеми в умовах, максимально наближених до технологічних. Звідки безпосередньо витікає мета роботи, яка полягає в експериментальному обґрунтуванні динамічних навантажень на бугельну несучу систему зчленованого контейнеровоза на пневмоколісному ході в умовах технологічних перевезень на металургійному виробництві.

Результати роботи. У практиці експериментальних досліджень напружено-деформованого стану силових елементів конструкцій, у тому числі випробувань на міцність, найбільш широке розповсюдження отримав електротензометричний метод [6, 7], який успішно фіксує як статичні, так і динамічні процеси. Тензометрична апаратура при дослідженні режимів навантаження несучих систем в умовах технологічних перевезень зазнає вібрацію, трясіння. До неї пред'являються серйозні вимоги, в тому числі: віброізоляція та вібростійкість, коли надійність і працездатність апаратури мають зберігатися впритул до п'ятнадцятикратного переобтяження; живлення усіх приладів має здійснюватися від джерел електричного струму, які містяться на борту машини, яка підлягає дослідженню; компоновка і монтаж тензометричної апаратури мають бути простими і доступними, щоб забезпечити її установлення з мінімальними затратами часу; стосовно зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою місце оператора має бути надійно захищено з позицій техніки безпеки; електричний струм, який споживається апаратурою, не повинен перевищувати 5А; тензометрична апаратура має бути надійно захищена від бруду, вологи, пилу.

Для проведення експериментального дослідження залучається стандартна тензометрична апаратура, яка задовольняє перелічені вище вимоги, а саме: підсилювач «Топаз 3» і осцилограф К12-22 [6].

Підсилювач «Топаз 3» пристосований для живлення постійним струмом при напрузі 12 В, має 10 підсилювальних каналів з плавним регулюванням. Опір тензорезисторів від 100 Ом до 400 Ом, максимальний вихідний струм складає 10 мА, нелінійність тарировочної характеристики не перевищує 2%, діапазон робочих температур складає від - 8°C до 45°C, діапазон робочих частот – від 0 до 8000 Гц.

Світлопроменевий осцилограф К12-22 пристосований для живлення постійним струмом напруженням 27В, має 12 гальванометрів, забезпечений позначником часу з кроком 0,1 с, 1,0 с, 10 с. Реєстрація даних здійснюється на рулонному папері шириною 100 мм, місткість касети складає 20 м. Швидкість протягування фотопаперу має наступні фіксовані значення: 8 мм/с, 16 мм/с, 60 мм/с, 130 мм/с, 500 мм/с, 1000 мм/с. Діапазон частот процесів, які реєструються, складає від 0 до 500 Гц.

Для вимірювання напружень у силових елементах конструкції використовуються тензорезистори з дроту на паперовій основі марки К-20-200, які мають базу 20 мм, номінальний опір 200 Ом, а також гнучкі месдозы, обладнані такими ж тензорезисторами. Тарирування тензорезисторів проводиться непрямим способом з залученням балочки одинакового опору. Гнучкі месдозы установлюються в робоче положення за допомогою точкового зварювання по контуру.

Навантаження силових елементів бугельної несучої системи визначається трьома характерними режимами: 1) пересування контейнеровоза по нерівностях технологічних доріг на горизонтальній ділянці шляху – розрахунковий випадок для лонжеронів рами у поздовжній площині; 2) косий наїзд на високий бордюру – розрахунковий випадок для лонжеронів у площині рами та поперечини рами у площині рами та у поперечній площині; 3) рушання з місця вперед при непереборній перешкоді перед колесами напівпричепи – розрахунковий випадок для поперечини у площині рами.

На рис. 1 наведена схема розміщення тензорезисторів на силових елементах бугельної рами напівпричепи. Тензорезистори 1 та 2 установлюються на верхніх полках лонжеронів у перетинах кріплення осей коліс жорсткої підвіски, фіксують максимальні напруження при згинанні у поздовжній площині по першому режиму навантаження. Тензорезистори 3 та 4 установлюються на зовнішніх стінках кореневих перетинів лонжеронів, фіксують напруження при згинанні лонжеронів у площині рами по другому режиму навантаження. Тензорезистори 5 та 6 установлюються на нейтральній ділянці поперечини рами, як це показано на рис. 1. Тензорезистор 5 фіксує максимальні напруження у поперечині при згинанні у площині рами по третьому режиму навантаження. Тензорезистор 6 фіксує напруження при згинанні поперечини у поперечній площині по першому та другому режимах навантаження.

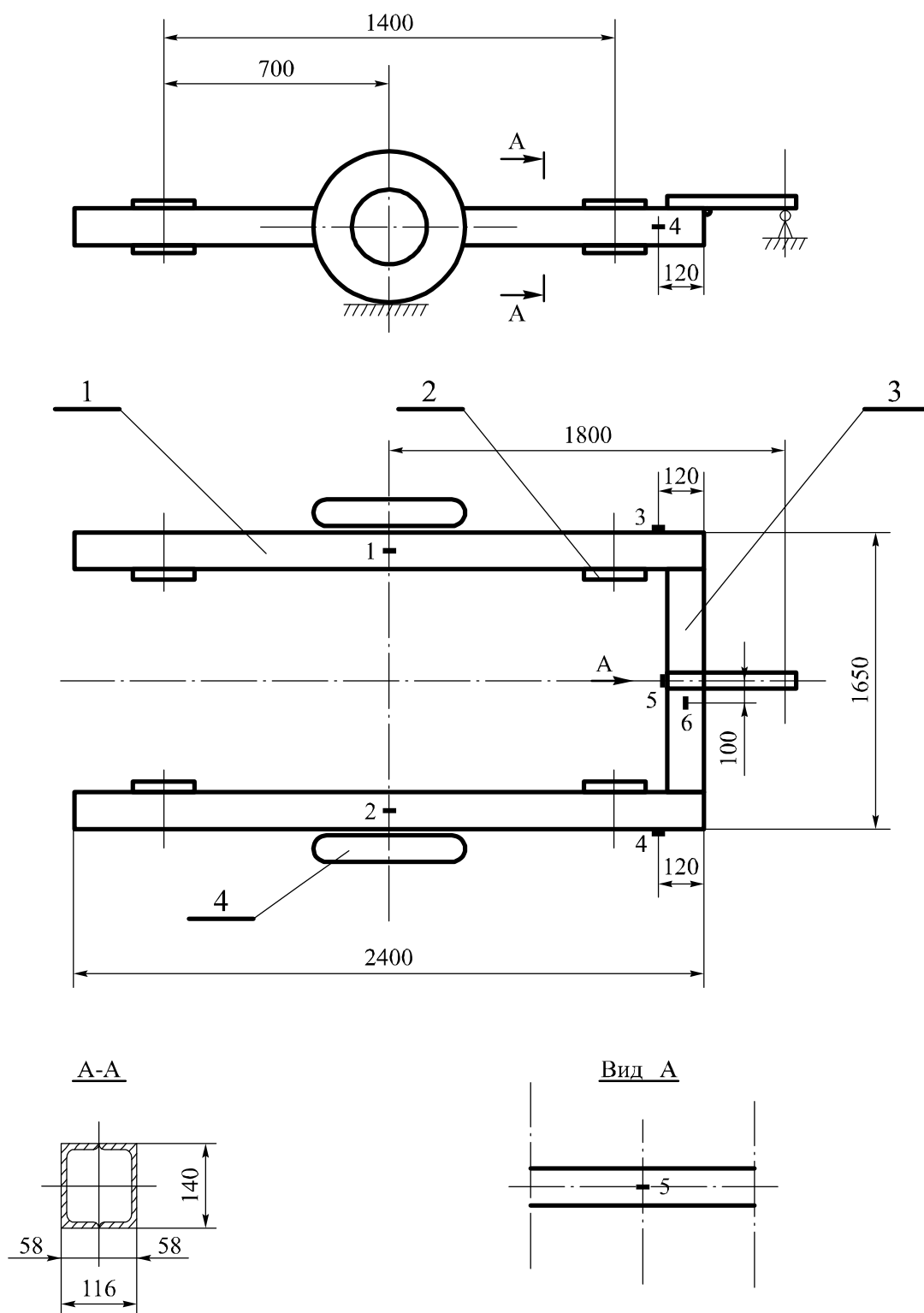
Експериментальне дослідження навантаження бугельної несучої системи напівпричепи зчленованого контейнеровоза вантажопідйомністю 500 кг виконується у відповідності до розроблених програми та методики.

Перший режим навантаження. Запис напружень відбувається на горизонтальній ділянці технологічної дороги, характерна осцилограма напружень у точках 1 та 2 (рис. 1) наведена на рис. 2, де прийняті наступні позначення: σ_{c1}, σ_{c2} – статичні напруження у першому та другому перетинах лонжеронів рами; σ_{y1}, σ_{y2} – максимальні напруження у першому та другому перетинах при установленні контейнера; σ_{d1}, σ_{d2} – динамічні напруження у першому та другому перетинах лонжеронів.

Коефіцієнти динамічності визначаються за формулою

$$K_d = \frac{P_d}{P_c}, \quad (1)$$

де K_d – коефіцієнт динамічності;



1 – лонжерон; 2 – ложемент; 3 – поперечина; 4 – колесо

Рисунок 1 – Схема розміщення тензорезисторів на силових елементах бугельної рами

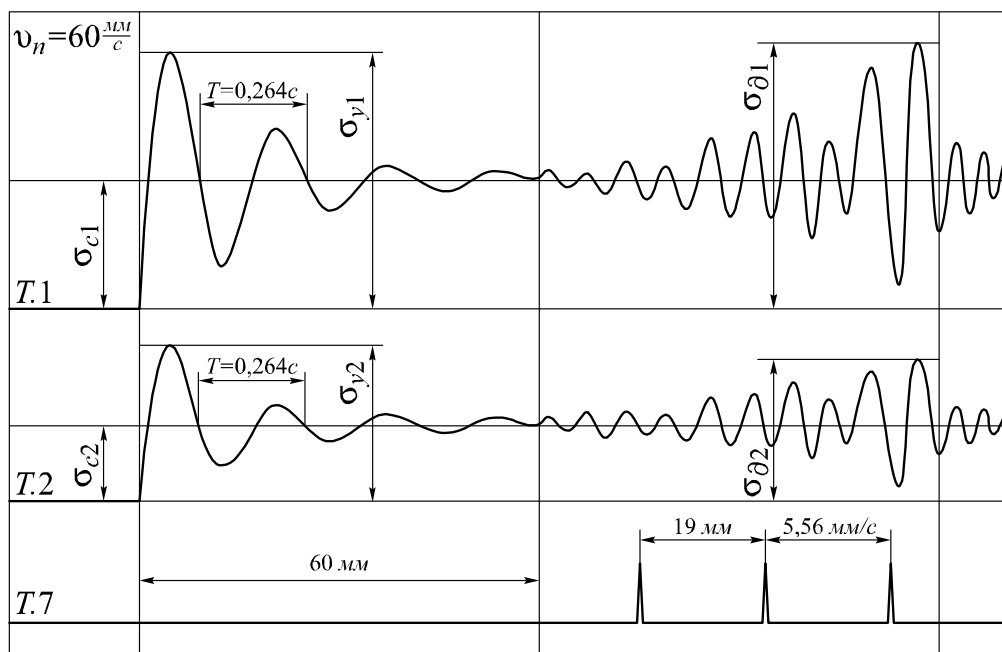


Рисунок 2 – Характерна осцилограма напружень у лонжеронах по першому режиму навантаження

P_{∂} – динамічне навантаження, Н;

P_c – статичне навантаження, Н.

Або, враховуючи однозначний зв'язок між зусиллями та напруженнями, пропонуємо інший варіант запису коефіцієнта динамічності

$$K_{\partial} = \frac{\sigma_{\partial}}{\sigma_c}, \quad (2)$$

де σ_{∂} – динамічне напруження, Па;

σ_c – статичне напруження, Па.

Спочатку динаміку навантаження визначаємо при установленні контейнера.

Формулу (2) розкриваємо наступним чином:

$$K_{\partial} = \frac{\sigma_c + \sigma_a}{\sigma_c}, \quad (3)$$

де σ_a – амплітудне значення напружень при коливаннях системи, Па.

Або інакше:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{\sigma_a}{\sigma_c}. \quad (4)$$

Вводимо позначення

$$\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_c}, \quad (5)$$

де β – коефіцієнт, який показує, у скільки раз більша амплітуда вимушених коливань напружень статичного напруження, викликаного амплітудним значенням збуджуючого силового фактора.

При миттєвому, але безударному навантаженні $\sigma_a = \sigma_c$, коефіцієнт $\beta = 1$, а коефіцієнт динамічності, що витікає з формули (4), дорівнює $K_{\partial} = 2$.

Перевіряємо адекватність визначення коефіцієнтів динамічності за формулою

$$\delta_1 = \frac{K_{\partial T} - K_{\partial e}}{K_{\partial T}} 100\%, \quad (6)$$

де δ_1 – показник адекватності по динаміці навантаження системи, %;

$K_{\partial T}$ – теоретичний коефіцієнт динамічності;

$K_{\partial e}$ – експериментальний коефіцієнт динамічності.

Перевіряємо адекватність математичної моделі по власних динамічних характеристиках системи за формулою

$$\delta_2 = \frac{T_T - T_e}{T_T} 100\%, \quad (7)$$

де δ_2 – показник адекватності по власних динамічних характеристиках системи, %;

T_T – теоретичний власний період коливань системи у поздовжній площині, с;

T_e – експериментальний власний період коливань системи у поздовжній площині, с.

Усереднені по трьох замірах експериментальні коефіцієнти динамічності, власні періоди коливань несучої системи, а також відповідні оцінки адекватності математичної моделі системи наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Оцінка адекватності математичної моделі системи по основних динамічних характеристиках

№ п/п	σ_c , МПа	σ_y , МПа	$K_{\partial T}$	$K_{\partial e}$	δ_1 , %	T_T , с	T_e , с	δ_2 , %
1	6,2	11,8	2	1,9	5	0,275	0,264	4
2	6,2	11,8	2	1,9	5	0,275	0,260	5

На ділянці технологічної дороги довжиною 20 м підготовлені нерівності з сіносуї-дальним профілем, параметри якого наступні: $l_0 = 0,6$ м, $h_0 = 0,025$ м. Здійснено 3 заїзди зі швидкістю $v = 5,5$ км/год $\approx 1,5$ м/с та 3 заїзди зі швидкістю $v = 20$ км/год $\approx 5,56$ м/с. Усереднені по трьох заїздах на кожній швидкості коефіцієнти динамічності, а також відповідні оцінки адекватності математичної моделі системи зведені у табл. 2.

Таблиця 2 – Оцінка адекватності математичної моделі системи по формуванню динамічних навантажень

v , км/год	v , м/с	N_T	σ_c , МПа	σ_∂ , МПа	$K_{\partial T}$	$K_{\partial e}$	δ , %
5,5	1,5	1	6,2	11,8	2,1	1,9	9,5
		2	6,2	12,4	2,1	2,0	4,8
20	5,56	1	6,2	8,1	1,4	1,3	7,1
		2	6,2	7,8	1,4	1,25	10,7

На рис. 3 представлена характерна осцилограма напружень у лонжеронах та поперечині несучої системи напівпричепа по другому режиму навантажень. Усереднені по трьох замірах значення напружень, а також оцінка адекватності математичної моделі наведені у табл. 3.

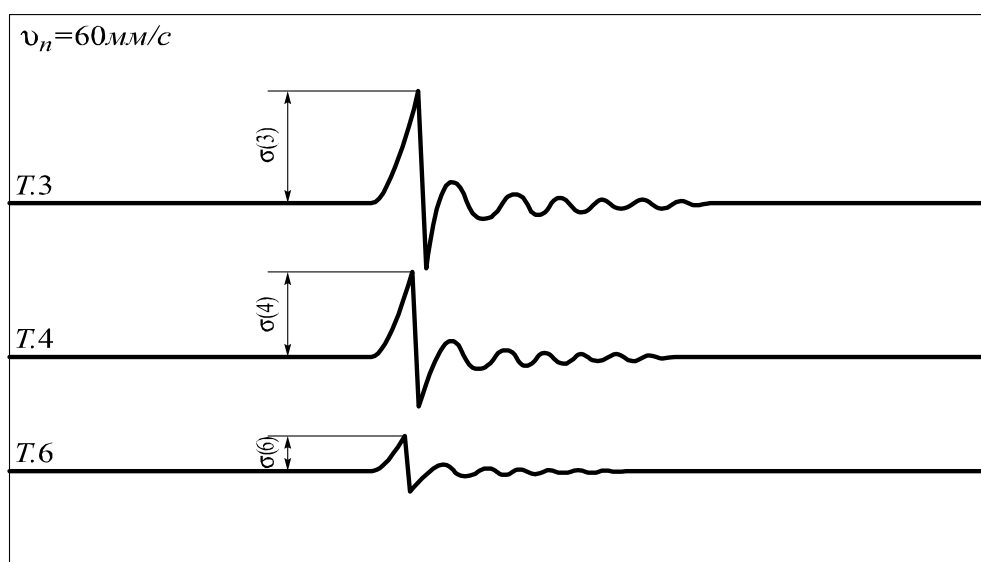


Рисунок 3 – Характерна осцилограма напружень у лонжеронах та поперечині по другому режиму навантажень

Оцінка адекватності відбувається за формулою

$$\delta = \frac{\sigma_T(i) - \sigma_e(i)}{\sigma_T(i)} 100\%, \quad (8)$$

де δ – показник адекватності по напруженнях, %;

$\sigma_T(i)$ – теоретичне значення напруження в i -й точці несучої системи, Па;

$\sigma_e(i)$ – експериментальне значення напруження в i -й точці несучої системи, Па.

Таблиця 3 – Оцінка адекватності математичної моделі по другому режиму навантаження

N_T	R_{kz} , кН	σ_T , МПа	σ_e , МПа	δ , %
3	2,1	22,5	25,5	13,3
4	2,1	22,5	25,2	12,0
5	2,1	22,5	25,0	11,1

Висновки. Експериментальне дослідження зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою на пневмоколісному ході підтвердило правомірність розробленої математичної моделі формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль, прийнятої розрахункової схеми несучої системи напівпричепа. Залучений тензOMETричний метод себе повністю справдив, підтвердив надійність та ефективність. Розбіжність між теоретичними та експериментальними значеннями профільюючих навантажень та напружень у характерних та небезпечних перетинах несучої системи напівпричепа по першому розрахунковому випадку не перевищує 10,7%, по другому – 13,3%, по третьому – 14,8%.

Оскільки експериментальне дослідження підтвердило правильність основних положень розробленої математичної моделі, їх можна покласти в основу нової методики проектування несучих систем контейнеровозів з бугельною рамою.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бейгул О. О., Грищенко Д. І., Бейгул В. О. Обгрунтування динамічних навантажень на несучу систему зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою у збуреному русі. *Зб. наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. Кам'янське : ДДТУ. 2018. Тематичний випуск: Машини і пластична деформація металу. С. 161–167.
2. Бейгул О. А., Грищенко Д. И., Бейгул В. О. Формирование нагрузок и определение параметров бугельной несущей системы сочлененного контейнеровоза на пневмоколесном ходу / О. А. Бейгул та ін. *Наука та виробництво: Міжвуз. темат. зб. наук. праць*. Маріуполь : ПДТУ. 2019. Вип. 20. С. 264–272.
3. Безверхий С. Ф., Белокуров В. Н., Самойлов Г. А. Эффективность экспериментальных исследований и снижение металлоемкости автомобилей. *Автомобильная промышленность*. М. : Транспорт. 1983. № 9. С. 10–11.
4. Бейгул В. О., Леєпа И. И., Лепетова А. Л. Экспериментальное определение коэффициента динамичности при буксировании карьерных автосамосвалов. *Сб. науч. тр. КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий*. Керчь : КМТИ. 2005. Вып. 6. С. 72–77.
5. Бейгул В. О., Лепетова Г. Л. Експериментальне дослідження динаміки системи «буксировщик–кар'єрний автосамоскид». *Наукові дослідження – теорія та експеримент' 2013* : матеріали дев'ятої наук.-практ. конференції, 29-31 травня. 2013 р. Полтава : Інтер Графіка, 2013. Т.5. С. 10–12.
6. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений / Б. С. Касаткин и др. К. : Наукова думка, 1981. 548 с.
7. Логинов В. Н. Электрические измерения механических величин. 2-е изд., доп. М. : Энергия, 1976. 104 с.

Надійшла до редколегії 03.09.2020.