

УДК 629.463.65

ВІБРАЦІЙНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗВАНТАЖЕННЯ НАПІВВАГОНІВ

Кандидати техн. наук Л. М. Козар, Є. В. Романович, А. В. Євтушенко,
асп. М. Л. Козар

VIBRATION TEST RIG FOR STUDYING THE PROCESS OF UNLOADING GONDOLA CARS

Phd (Tech.) L. Kozar, Phd (Tech.) Y. Romanovych, Phd (Tech.) A. Yevtushenko,
postgraduate student M. Kozar

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.217.2026.371568>



Анотація. Стаття присвячена розвитку вібраційного методу розвантаження насипних вантажів із напіввагонів. В Україні щороку переробляють понад 20 тис. напіввагонів із насипними вантажами. Близько 70 % напіввагонів розвантажують гравітаційним способом через відкриті люки. За такого способу розвантаження в кузові напіввагона залишається від 3 до 7 т вантажу, а в окремих випадках – до 20 т.

Результати сучасних досліджень підтверджують доцільність удосконалення вібраційних засобів механізації розвантаження насипних вантажів із напіввагонів. Це потребує подальших теоретичних і експериментальних досліджень. Для проведення експериментальних лабораторних досліджень потрібно спроектувати вібраційний стенд.

Запропоновано конструкцію вібраційного стенда, що містить фізичну модель частини кузова напіввагона, виконану в масштабі розмірів 1:10. Виходячи з теорії подібності у фізичному моделюванні, визначено потрібні параметри стенда: маса частини стенда, що коливається, жорсткість підвіски, власна частота коливань і маса дебалансу. Розроблено робочу документацію для виготовлення стенда.

Ключові слова: напіввагон, насипний вантаж, розвантаження, фізичне моделювання, вібраційний стенд.

Abstract. This article is devoted to the development of the vibration method for unloading bulk cargo from gondola cars. In Ukraine, more than 20,000 open-top cars carrying bulk cargo are handled annually. About 70 % of gondola cars are unloaded by the gravity method through open hatches. With this unloading method, 3 to 7 tonnes of cargo remain inside the gondola car, and in some cases up to 20 tonnes.

One of the key indicators of the operational efficiency of a railcar fleet is the duration of loading and unloading operations, which depends on the efficiency of the mechanization equipment used. Vibration-type mechanization equipment is widely used for unloading residual bulk cargo from gondola cars.

The results of recent studies confirm the feasibility of improving vibration-based mechanization equipment for unloading bulk cargo from gondola cars. This calls for both theoretical and experimental research. For experimental laboratory study, a vibration test rig needs to be designed.

ISSN (p) 1994-7852

ISSN (online) 2413-3795

© Козар Л. М., Романович Є. В., Євтушенко А. В., Козар М. Л., 2026.

The main goal of the study is to develop a physical model of part of a gondola car body in the form of a vibration test rig for further laboratory research aimed at improving the vibration method for unloading bulk cargo from gondola cars. A test rig design is proposed, comprising a fixed platform on which, via four rubber strips supported by posts, a vibrating platform is suspended. A 1:10 scale model of part of a gondola car is mounted on the oscillating platform. The model includes a center sill, two cross beams, and a pair of hatch covers. The oscillating platform is fitted with a single-stage gear transmission with a gear ratio of 1:1. Unbalanced masses are mounted on the gear wheels, producing vertically directed oscillations. One of the shafts, on which a gear wheel is mounted, is connected by a flexible shaft to a separately installed electric motor with computer-controlled rotational speed.

Based on similarity theory in physical modeling, the required parameters of the test rig were determined: the mass of the oscillating part of the rig, the suspension stiffness, the natural frequency of oscillation, and the mass of the unbalance. Working documentation for manufacturing the test rig has been developed.

Keywords: gondola car, open-top wagon, bulk cargo, unloading, physical modeling, vibration test rig.

Вступ. В Україні щороку переробляють понад 20 тис. напіввагонів із насипними вантажами. Близько 70 % напіввагонів розвантажують гравітаційним способом через відкриті люки. За такого способу розвантаження в кузові напіввагона залишається від 3 до 7 т вантажу, а в окремих випадках – до 20 т (рис. 1) [1].



Рис. 1. Залишки піску в кузові напіввагона [1]

Одним з основних показників ефективності експлуатації парку вагонів є тривалість виконання вантажно-розвантажувальних робіт. Вона залежить від ефективності засобів механізації.

Для розвантаження залишків насипних вантажів із напіввагонів широко використовують засоби механізації вібраційної дії.

Результати сучасних досліджень і багаторічний практичний досвід підтверджують доцільність подальшого розвитку вібраційного методу розвантаження. Це потребує теоретичних і експериментальних досліджень. Для проведення експериментальних лабораторних досліджень потрібно спроектувати вібраційний стенд.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вібраційні машини для розвантаження залізничних вагонів безперервно удосконалюють як в Україні, так і в інших країнах. Компанія NAVCO (США) пропонує підвісні вібромашини для розвантаження відкритих бункерних вагонів у важких умовах експлуатації [2]. Ці машини скорочують час розвантаження вугілля, коксу, заповнювачів для асфальту та інших сипких вантажів, а також видаляють залишки без ручних операцій.

Важливою особливістю є використання привода зі змінною частотою, щоб налаштувати роботу для змінних умов розвантаження.

Австралійська компанія Vibration Systems & Solutions постачає вібраційні розвантажувачі для залізничних вагонів моделей VAC 40M і VAC 200/4T, що призначені для зменшення затримок розвантаження на гірничодобувних, транспортних, сільськогосподарських і промислових підприємствах [3]. Ці машини спеціально розроблені для вологих і важкосипких вантажів. Оригінальною є система кріплення машин на вагоні за допомогою вакуумних присосок. Вакуум створюють вбудовані насоси. Контрольована вібрація порушує адгезію матеріалу та забезпечує повне розвантаження, не пошкоджуючи конструкцію вагона.

Підвищити ефективність розвантаження можна за рахунок збільшення амплітуди змушувальної сили або підбираючи її частоту. Але амплітуда змушувальної сили обмежена вимогами щодо забезпечення збереження вагонів під час навантажувально-розвантажувальних і маневрових робіт [4] (ДСТУ ГОСТ 22235:2015 втратив чинність 01.01.2026 р. і до цього часу не ухвалено новий стандарт) і вимогами щодо міцності вагонів (чинний ДСТУ UIC 577:2008) [5].

Багато досліджень присвячено впливу вібрації на конструкцію вагона. Встановлено, як різні методології випробувань впливають на ідентифікацію модальних параметрів (набору динамічних і вібраційних характеристик конструкції) залізничних вантажних вагонів [6]. Проведено експерименти на напіввагоні загального призначення з використанням п'яти різних методів збудження (ударний молот, електромагнітний збудник, гідравлічний збудник, вібраційний стіл) із прогресивними граничними умовами та чотирма станами навантаження, розробленими на основі ортогональних експериментальних принципів із

використанням 56 точок вимірювання для визначення модальних характеристик. Це дослідження встановлює наукові критерії відбору методів випробувань за різних робочих умов, забезпечуючи фундаментальну наукову основу для розроблення єдиних стандартів модальних випробувань вантажних вагонів.

Встановлено причини раннього розтріскування зварних швів боковини бункера вагона за умов механізованого вібраційного розвантаження [7]. Дослідження показало, що локальна власна частота першого порядку вихідної конструкції боковини була близькою до робочої частоти розвантажувального обладнання, що викликало резонансні явища. За допомогою числового моделювання та натурних експериментів розроблено конструкцію кузова, яка дає змогу уникати резонансу і втомних явищ без збільшення товщини пластини.

Розроблено ефективну методологію калібрування та валідації числової моделі вантажного вагона на основі динамічного випробування в реальних умовах експлуатації [8]. Дані, отримані в результаті динамічного випробування, використані для ідентифікації модальних параметрів кузова, а саме частот, форм мод і коефіцієнтів демпфування, а також отримання часових записів прискорень і переміщень.

Напрямок підвищення ефективності розвантаження через підбирання частоти змушувальної сили нині є мало дослідженим. Саме тому нами було ухвалено рішення про побудову вібраційного стенда.

Нами отриманий патент України на корисну модель «Вібратор двочастотний з постійною амплітудою змушувальної сили» [9]. Пристрій може працювати у двох частотних режимах, але з однаковою амплітудою змушувальної сили. Дебаланс вібратора складається з двох частин. Конструкція забезпечує постійне значення амплітуди змушувальної сили у двох частотних режимах через зміну напрямку

обертання і взаємного положення центрів мас частин дебалансу без застосування додаткових силових приводів.

Найближчим за призначенням і конструкцією до пропонованого стенда є вібраційний стенд, який імітує кришку надвізкового люка напіввагона в процесі її

вібраційного розвантаження (рис. 2). Двигун постійного струму з дебалансом закріплений на підпружиненій платформі. Струм подають від блока живлення з плавним регулюванням напруги в межах від 0 до 15 В. Частоту обертання двигуна контролюють за допомогою тахометра.



Рис. 2. Існуючий вібраційний стенд [1]

Стенд побудований на кафедрі машинобудування та технічного сервісу машин Українського державного університету залізничного транспорту. На цьому стенді проведені дослідження впливу частоти змушувальної сили на час розвантаження насипних вантажів із напіввагонів накладними вібраційними машинами методом фізичного моделювання [1], під час яких визначили недоліки стенда:

- змодельовали кришку лише одного люка, тому форма поперечного перерізу призми вантажу не відповідає натурі;
- кришка люка, хоча і має регульований кут нахилу, але під час вібрації жорстко закріплена на підпружиненій частині;
- коливання є круговими, а не направленими, як у натурній машині;

- частоту вібрації регулює напруга, що подана на електродвигун, зворотний зв'язок відсутній.

Стенд спроектований із дотриманням умови, що режими коливань не збігаються з частотами збудження, оскільки це може поставити під загрозу експериментальні результати, як зазначено в статті [10].

Визначення мети та завдання дослідження. Метою роботи є розроблення фізичної моделі частини кузова напіввагона у вигляді вібраційного стенда для подальших лабораторних досліджень у напрямі вдосконалення вібраційного методу розвантаження насипних вантажів із напіввагонів.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- розробити схему конструкції стенда;

- за теорією подібності у фізичному моделюванні визначити потрібні параметри стенда;

- розробити робочу документацію для виготовлення стенда.

Основна частина дослідження.

Пропонований стенд (рис. 3) містить нерухому платформу 1, на стійках 2 якої на чотирьох гумових стрічках 3 підвішена коливальна платформа 4. На стійках 5 коливальної платформи змонтована модель частини напіввагона, що містить хребтову балку 6, дві поперечні балки 7 і пару шарнірно закріплених кришок люків 8, що спираються на кронштейни 9. Для виставлення заданого кута нахилу кришок люків кронштейни 9 виконані регульованими. Положення кронштейнів визначає максимальний кут відкриття кришки люка, не обмежуючи при цьому мінімальний кут, що дає змогу моделювати вільний рух кришки натурального напіввагона. На поперечній балці нанесена шкала 10 у градусах, а на кришці люка – стрілочний показчик 11.

Для забезпечення спрямованості коливань стенд оснащений одноступінчастою зубчастою передачею 12 із вальничними вузлами 13, які є втулками переднього колеса велосипеда. Передавальне число передачі дорівнює 1. На пластикових зубчастих колесах, які виконані з ABS-пластику з використанням адитивної технології за допомогою екструзійного 3D-принтера, встановлені дебаланси 14 з можливістю регулювання їхньої маси. Така конструкція забезпечує спрямовані у вертикальному напрямку коливання. Щоб мати змогу регулювати масу, яка коливається, на коливальній платформі встановлені набірні баластові вантажі 15. Для захисту від потрапляння частинок вантажу зубчаста передача закрита прозорим пластиковим кожухом 16. Стенд змонтований на дерев'яній основі 17. Металоконструкція стенда виготовлена в

масштабі розмірів 1:10 із листової сталі 08кп [11] товщиною 1 мм.

Один із валів, на якому посаджене зубчасте колесо, з'єднаний гнучким валом 18 із валом електродвигуна 19, який жорстко встановлений на основі. Електродвигун має комп'ютерне керування частотою обертання.

Розроблення робочої документації для виготовлення стенда

Потрібної жорсткості гумової стрічки 3 можна досягти, змінюючи її ширину або довжину. Жорсткість стрічки перевіряють на окремому стенді (рис. 4), який змонтований на дерев'яній основі 1. Стенд містить стійку 2 і кронштейни 3, через які проходить натяжна шпилька 4 зі з'єднувальною скобою 5. Гумова стрічка 6 на кінцях закріплена затискачами 7 і 8. Затискач 7 прикручений до стійки 2, а затискач 8 одітий на гак динамометра 9, який приєднаний до скоби 5. Для зменшення сили тертя під динамометр підкладені котки 10 у вигляді звичайних стрижнів. На основі також закріплена лінійка 11 з можливістю її пересування вздовж осі стенда для виставлення «на нуль». Скоба 5 оснащена показчиком 12, стрілка якого розміщений над шкалою лінійки. Натяг гумової стрічки змінюється обертанням гайки 13.

Перейдемо до визначення потрібних параметрів стенда. Власна кругова частота коливань системи, с^{-1} ,

$$\omega_{\text{вл}} = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

де c – жорсткість підвіски, Н/м. Для натурального вагона це жорсткість ресорних комплектів двох візків, а для стенда – жорсткість чотирьох гумових стрічок;

m – маса, що коливається, кг.

Власна лінійна частота коливань, Гц,

$$\nu_{\text{вл}} = \frac{\omega_{\text{вл}}}{2 \cdot \pi}. \quad (2)$$

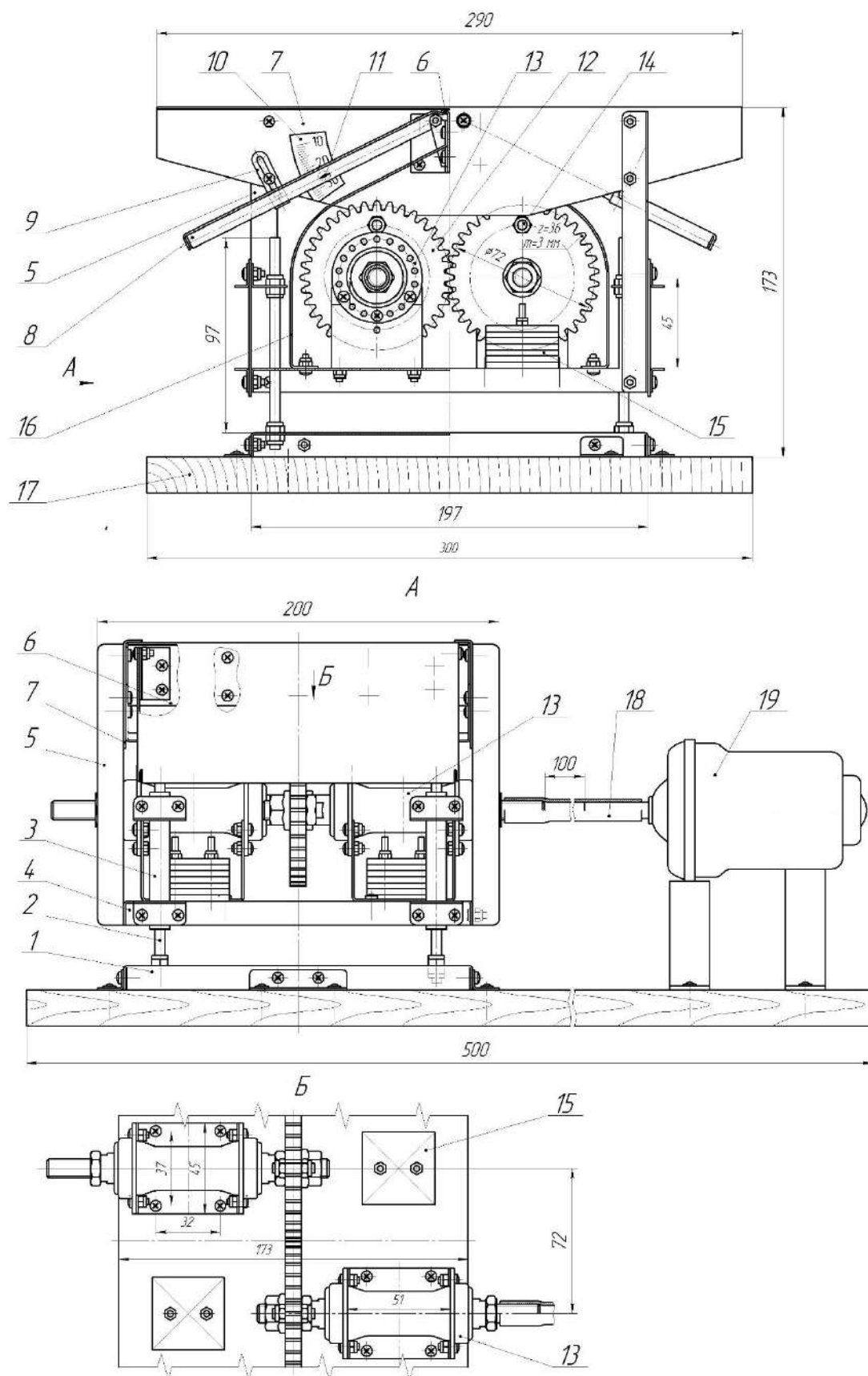


Рис. 3. Пропонований вібраційний стенд

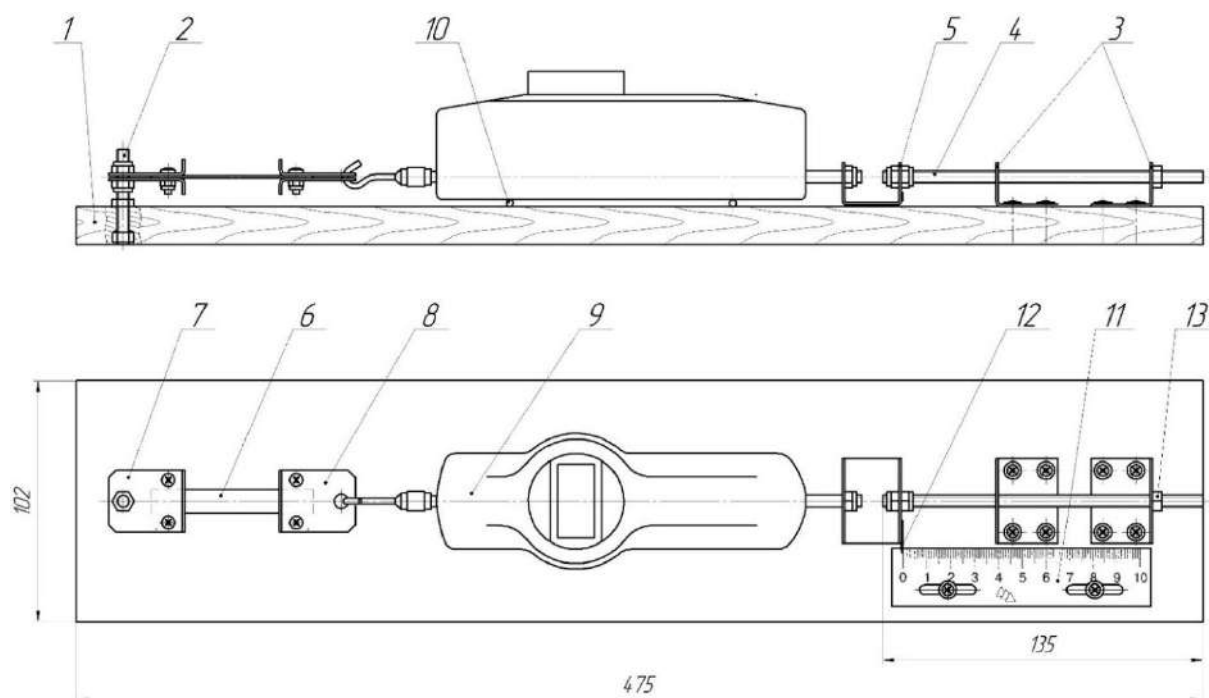


Рис. 4. Пропонований стенд для визначення жорсткості гумової стрічки

Виділяють такі частоти:

- а) власна частота коливань кузова напіввагона;
- б) власна частота коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина»;
- в) власна частота коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина –

вантаж», яка змінюється протягом вібророзвантаження та наприкінці зрівнюється з частотою коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина», що ілюструє графік на рис. 5. Емпіричний закон зміни маси вантажу у вагоні протягом розвантаження взятий із робіт [1, 12].

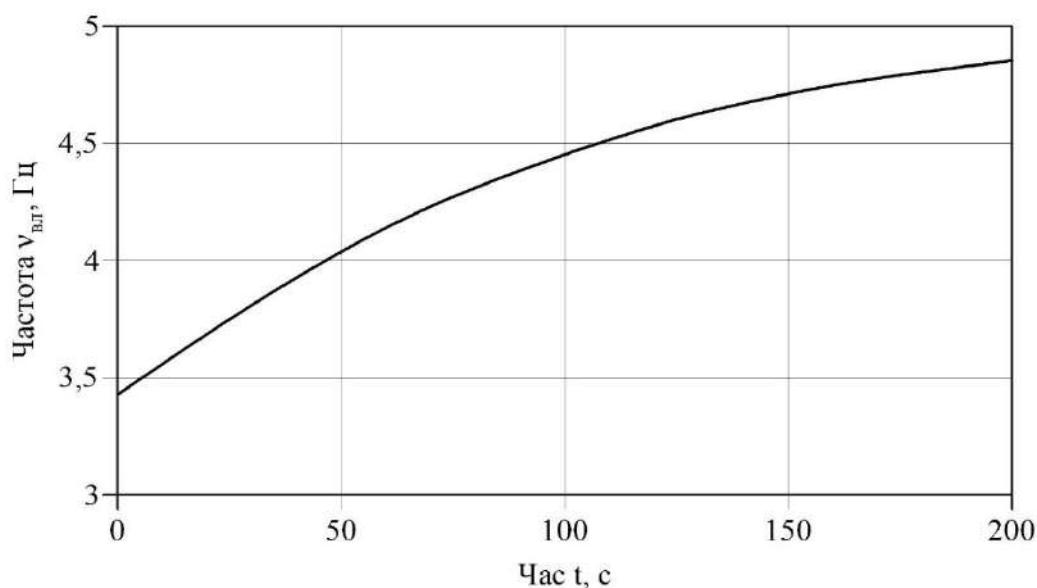


Рис. 5. Графік зміни власної частоти коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина – вантаж» протягом вібророзвантаження 20 т піску

Слід зазначити, що під терміном «кузов напіввагона» ми розуміємо обресорену частину вагона, до якої належать елементи, що спираються на колію через ресорні комплекти (надресорні балки візків, кузов вагона з обшивкою, хребтовою, кінцевими, шворневими та проміжними балками, кришки розвантажувальних люків, тягово-зчіпні пристрої, інше обладнання, що встановлене на рамі вагона).

За теорією подібності, у фізичному моделюванні [13] власні частоти коливань моделі і натури мають співпадати. Приймаємо, що власна частота коливань стенда співпадає з власною частотою коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина». Тоді потрібна жорсткість підвіски (чотирьох гумових стрічок) стенда з формули (1), Н/м,

$$c_{\text{п.потр.}} = m \cdot \omega_{\text{вл.}}^2, \quad (3)$$

де m – маса частини стенда, що підвішена на гумових стрічках, кг;

$\omega_{\text{вл}}$ – власна кругова частота коливальної системи «кузов напіввагона – вібромашина», с^{-1} .

Модуль пружності гуми E , із якої виготовлені стрічки, визначають у такий спосіб. Стрічку товщиною s і з попередньо вибраними довільними шириною b_d і довжиною l_d встановлюють на стенд (рис. 4) і проводять серію дослідів із визначення зусилля F , необхідного для її розтягування на певну величину Δl_d . Тоді модуль пружності гуми, Па,

$$E = \frac{F \cdot l_d}{\Delta l_d \cdot s \cdot b_d}. \quad (4)$$

Потрібна жорсткість гумової стрічки, Н/м,

$$c_{\text{с.потр.}} = \frac{c_{\text{п.потр.}}}{4}. \quad (5)$$

Жорсткість гумової стрічки, Н/м,

$$c_c = \frac{E \cdot b \cdot s}{l}, \quad (6)$$

де E – модуль пружності гуми, Па;

b, s, l – відповідно ширина, товщина і довжина стрічки, м.

Задавшись товщиною і довжиною стрічки, можна визначити її потрібну ширину з формули (6), м:

$$b = \frac{c_{\text{с.потр.}} \cdot l}{E \cdot s}, \quad (7)$$

Остаточно жорсткість стрічки перевіряють випробуванням на стенді (рис. 4). У випадку відхилення від потрібного значення (формула (5)) корегують довжину або ширину стрічки.

Амплітуда переміщень під час вібрації, м,

$$x = \left| \frac{H}{2 \cdot c - m \cdot \omega^2} \right|, \quad (8)$$

де H – амплітуда змушувальної сили. Для стенда приймаємо $H = 10$ Н;

ω – кругова частота вимушених коливань, с^{-1} . Для стенда приймаємо такою ж, як і в натурального вагона.

За теорією подібності [13], амплітуда переміщень підвішеної частини стенда має дорівнювати амплітуді натурального вагона.

Амплітуда змушувальної сили, Н,

$$H = m_d \cdot e \cdot \omega^2, \quad (9)$$

де m_d – загальна маса дебалансів, кг;

e – ексцентриситет (відстань від осі обертання до центра маси дебалансу), м.

Потрібна маса двох дебалансів стенда (позиція 14 на рис. 3) із формули (9), кг,

$$m_d = \frac{H}{e \cdot \omega^2}. \quad (10)$$

Результати розрахунків параметрів стенда подані в таблиці. Параметри натурального напіввагона взято з роботи [1].

Таблиця

Характеристики натурального напіввагона і вібраційного стенда

Показник	Значення	
	для натури	для стенда
1. Маса, що коливається, кг		
1.1. Кузов напіввагона	12500	-
1.2. Система «кузов напіввагона – вібромашина»	18000	2,06
1.3. Система «кузов напіввагона – вібромашина – вантаж» (на початку розвантаження)	25864	2,96
2. Жорсткість підвіски, Н/м	17700000	2026
3. Власна частота коливань системи, с^{-1} (Гц)		
3.1. Кузов напіввагона	38 (6)	-
3.2. Система «кузов напіввагона – вібромашина»	31 (5)	31 (5)
3.3. Система «кузов напіввагона – вібромашина – вантаж» (на початку розвантаження)	26 (4)	26 (4)
4. Частота вимушених коливань, с^{-1} (Гц)	157 (25)	регульована: від 44 (7) ¹⁾ до 157 (25)
5. Амплітуда змушувальної сили, Н	88000	10
6. Маса одного дебалансу, г	-	8
7. Відстань від осі обертання до центра маси дебалансу, мм	-	26

Примітка. ¹⁾ Значення 7 Гц взято, виходячи з умови $f_{\text{вл}} \cdot \sqrt{2}$, де $f_{\text{вл}}$ – власна частота системи «кузов напіввагона – вібромашина», $f_{\text{вл}} \approx 5$ Гц. Коефіцієнт $\sqrt{2}$ взято з джерела [14].

Висновки:

1. Розроблено конструкцію вібраційного стенда, призначеного для лабораторних досліджень у напрямі вдосконалення вібраційного методу розвантаження насипних вантажів із напіввагонів.

2. Виходячи з теорії подібності, у фізичному моделюванні визначені потрібні параметри стенда: маса частини стенда, що

коливається, жорсткість підвіски, власна частота коливань і маса дебалансу.

3. Розроблено робочу документацію для виготовлення вібраційного стенда.

4. Передбачено, що в перспективі результати експериментів на запропонованій фізичній моделі стенда допоможуть удосконалити вібраційний метод розвантаження насипних вантажів із напіввагонів.

Список використаних джерел

1. Повороженко, Є. В. (2014). Розробка методів і засобів механізації розвантаження насипних вантажів з урахуванням надійності елементів напіввагонів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 163.

2. Industrial Heavy-Duty Overhead Railcar Shaker. NAVCO. NAVCO National Air Vibrator Company. URL: <https://navco.us/product/overhead-railcar-shaker/> (date of access: 12.09.2026).

3. Rail Wagon Unloaders Australia. *Vibration Systems & Solutions»* (VSS). URL: <https://www.vibrationsystems.com.au/rail-wagon-unloaders> (date of access: 12.09.2026).
4. ДСТУ ГОСТ 22235:2015. Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт (ГОСТ 22235-2010, IDT). Скасування чинності від 2026–01–01. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=63882 (дата звернення: 12.09.2026).
5. ДСТУ UIC 577:2008. Вагони вантажні магістральні. Міцність вантажних вагонів (UIC 577:2005, IDT). Чинний від 2010–01–01. URL: http://www.leonorm.com.ua/portal/Default.php?Page=login&ContinueURL=/PORTAL/Default.php?Page=stfull!_!ObjId=2499&ispaid=1 (дата звернення: 12.09.2026).
6. Zhao, C., Xie, S., Song, Q., Li, X., Zhang, H., Zhang, Q., ... & Li, Y. (2026). Multi-Factor Influence Mechanism and Test Method Optimization for Modal Parameters of Railway Freight Car Body. *Experimental Techniques*, 1-24. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40799-026-00891-z>
7. Zhao, C., Zhou, G., Xie, S., Zhang, H., Chen, S., & Feng, C. (2026). Design method for vibration fatigue suppression of railway freight car body structures and its full-scale vehicle verification. *Scientific Reports*, DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-026-65140-0>
8. Bragança, C., Neto, J., Pinto, N., Montenegro, P. A., Ribeiro, D., Carvalho, H., & Calçada, R. (2022). Calibration and validation of a freight wagon dynamic model in operating conditions based on limited experimental data. *Vehicle System Dynamics*, 60(9), 3024-3050. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1933091>
9. Вібратор двочастотний з постійною амплітудою змушувальної сили: пат. 163357 Україна, МПК В06В 1/16 (2006.01) / Романович Є. В., Козар Л. М., Козар М. Л.; № u202502276; заявл. 14.05.2025; опубл. 17.06.2026, Бюл. № 24. 6 с. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1929089/> (дата звернення: 12.09.2026).
10. Palmeth, L. H. M., Marin, J. G. A., & Montiel, D. C. P. (2024). Structural and dynamic evaluation of a test bench for mechanical vibrations using finite elements. *International Journal of Innovative Research and Scientific Studies*, 7 (3), 1205–1215. DOI: <https://doi.org/10.53894/ijirss.v7i3.3217>
11. ДСТУ 7809:2015. Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови. Чинний від 2016–04–01. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=64320 (дата звернення: 03.08.2026).
12. Повороженко, Є. В. (2014). Підвищення ефективності використання залізничних напіввагонів шляхом удосконалення вібраційних розвантажувальних машин. *Восточно-європейський журнал передових технологій*. Харьков: Технологический центр, 3/ 3 (69), 42–47.
13. Кепич, Т. Ю., & Куценко, О. Г. (2004). *Основи теорії подібності та аналізу розмірностей в механіці*: навч. посіб. Київ: КНУ імені Тараса Шевченка, 100. URL: <https://mechmat.knu.ua/wp-content/uploads/2018/03/otparm.pdf> (дата звернення: 03.08.2026).
14. Воробйов, В. В., Воробйова, Л. Д., & Киба, С. П. (2020). *Основи прикладної теорії коливань* : підручник. Кременчук: ПП Щербатих О.В., 156.

References

1. Povorozhenko, Ye. V. (2014). Rozrobka metodiv i zasobiv mekhanizatsiyi rozvantazhennya nasypnykh vantazhiv z urakhuvannyam nadiynosti elementiv napivvahoniv [Development of methods and means of mechanization of bulk cargo unloading, taking into account the reliability of the elements of gondola cars] (PhD Thesis). Kharkiv, 163 p. [in Ukrainian].
2. Industrial Heavy-Duty Overhead Railcar Shaker. NAVCO. NAVCO National Air Vibrator Company. URL: <https://navco.us/product/overhead-railcar-shaker/>
3. Rail Wagon Unloaders Australia. *Vibration Systems & Solutions»* (VSS). <https://www.vibrationsystems.com.au/rail-wagon-unloaders>
4. UkrNDNC. (2015). DSTU 22235:2015. Vahony vantazhni mahistralnykh zaliznychnykh dorih kolii 1520 mm. Zahalni vymohy shchodo zabezpechennia zberezhenia pid chas zavantazhuvalno-rozvantazhuvalnykh ta manevrovykh robit [DSTU 22235:2015. Freight wagons for 1520 mm gauge main-line railways. General requirements for ensuring preservation during loading, unloading, and shunting operations]. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=63882 [in Ukrainian].
5. UkrNDNC. (2008). Vahony vantazhni mahistralni. Mitsnist vantazhnykh vahoniv [DSTU UIC 577:2008. Mainline freight wagons. Strength of freight wagons]. http://www.leonorm.com.ua/portal/Default.php?Page=login&ContinueURL=/PORTAL/Default.php?Page=stfull!_!ObjId=2499&ispaid=1 [in Ukrainian].
6. Zhao, C., Xie, S., Song, Q., Li, X., Zhang, H., Zhang, Q., ... & Li, Y. (2026). Multi-Factor Influence Mechanism and Test Method Optimization for Modal Parameters of Railway Freight Car Body. *Experimental Techniques*, 1-24. <https://link.springer.com/article/10.1007/s40799-026-00891-z>
7. Zhao, C., Zhou, G., Xie, S., Zhang, H., Chen, S., & Feng, C. (2026). Design method for vibration fatigue suppression of railway freight car body structures and its full-scale vehicle verification. *Scientific Reports*. <https://doi.org/10.1038/s41598-026-65140-0>
8. Bragança, C., Neto, J., Pinto, N., Montenegro, P. A., Ribeiro, D., Carvalho, H., & Calçada, R. (2022). Calibration and validation of a freight wagon dynamic model in operating conditions based on limited experimental data. *Vehicle System Dynamics*, 60 (9), 3024-3050. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1933091>
9. Romanovych Ye. V., Kozar L. M., Kozar M. L. (2026). Vibrator dvochastotnyi z postiinoiu amplitudoiu zmushuvalnoi syly [Dual-frequency vibrator with constant driving force amplitude]: pat. 163357 Ukraine, IPC B06B 1/16 (2006.01). No. u202502276; appl. 14.05.2025; publ. 17.06.2026, Bull. No. 24. 6 p. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1929089/> [in Ukrainian].
10. Palmeth, L. H. M., Marin, J. G. A., & Montiel, D. C. P. (2024). Structural and dynamic evaluation of a test bench for mechanical vibrations using finite elements. *International Journal of Innovative Research and Scientific Studies*, 7 (3), 1205–1215. <https://doi.org/10.53894/ijirss.v7i3.3217>
11. UkrNDNC. (2015). DSTU 7809:2015. Prokat sortovyi, kalibrovanyi zi spetsialnym obroblynyam poverhni z vuhlecevoi yakisnoi konstruktsiinoi stali. Zahalni tekhnichni umovi [DSTU 7809:2015. Quality carbon structural steel calibrated high-grade steel products with special surface treatment. General specifications]. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=64320 [in Ukrainian].
12. Povorozhenko, Ye. V. (2014). Pidvyshchennia efektyvnosti vykorystannia zaliznychnykh napivvahoniv shliakhom udoskonalennia vibratsiinykh rozvantazhuvalnykh mashyn [Increasing the efficiency of railway gondolas by improving vibratory unloading machines]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technology*, 3/ 3 (69). Kharkiv: Technology Center. Pp. 42–47. [in Ukrainian].

13. Kepysh, T. Yu., Kutsenko, O. H. (2004). *Osnovy teorii podobnosti ta analizu rozmirnostei v mekhanitsi* [Fundamentals of similarity theory and dimensional analysis in mechanics]: tutorial. Kyiv: Taras Shevchenko National University of Kyiv. 100 p. <https://mechmat.knu.ua/wp-content/uploads/2018/03/otparm.pdf> [in Ukrainian].

14. Vorobiov, V. V., Vorobiova, L. D., & Kyba, S. P. (2020). *Osnovy prykladnoi teorii kolyvan* [Fundamentals of the applied theory of oscillations]. Kremenchuk: PP Shcherbatykh O. V. 156 p. [in Ukrainian].

Козар Леонід Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-3740-6966.

Тел.: +38 (050) 302-42-75. E-mail: leokozar@gmail.com.

Романович Євгеній Валентинович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0003-2555-5849.

Тел.: +38 (067) 427-47-70. E-mail: 0674274770@ukr.net.

Євтушенко Андрій Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-8575-3030. Тел.: +38 (067) 385-62-94. E-mail: ave65@ukr.net.

Козар Микита Леонідович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0004-8560-5910. Тел.: +38 (050) 402-65-70. E-mail: nikita.kozar@gmail.com.

Kozar Leonid, PhD, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-3740-6966. Tel.: +38 (050) 302-42-75.

E-mail: leokozar@gmail.com.

Romanovych Yevhenii, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0003-2555-5849. Tel.: +38 (067) 427-47-70. E-mail: 0674274770@ukr.net.

Yevtushenko Andrii, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-8575-3030.

Tel.: +38 (067) 385-62-94. E-mail: ave65@ukr.net.

Kozar Mykyta, postgraduate student, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0004-8560-5910. Tel.: +38 (050) 402-65-70.

E-mail: nikita.kozar@gmail.com.

Дата надходження статті: 05.08.2026 р.

Дата прийняття статті до друку: 14.09.2026 р.

Дата публікації (оприлюднення статті): 16.10.2026 р.

Стаття поширюється на умовах ліцензії Creative Commons Attribution License International CC-BY