

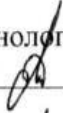
Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

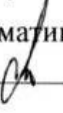
**Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників
коливань на основі пружних пластин із закріпленими
вантажами**


Кваліфікаційна робота магістра


Лист затвердження

ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000 КР

Технологічний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„20” 01 2026р.

Нормативний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„20” 01 2026р.

Розробив студент групи 601-мММ
 О.П. Ярещенко
„19” 01 2026р.

Керівник к.т.н., доц.
 М.М. Нестеренко
„19” 01 2026р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
галузевого машинобудування та мехатроніки
к.т.н., доц.

 О.В. Орісенко

Гарант ОП

 М.М. Нестеренко

Полтава – 2026 рік

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка
До кваліфікаційної роботи магістра

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

Аналітичне та експериментальне
дослідження віброгасників коливань на
основі пружних пластин із закріпленими
вантажами

Виконав: студент VI курсу, групи 602-мММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Ярещенко Олег Петрович

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. доцент.

Нестеренко Микола Миколайович

(прізвище та ініціали)

Рецензент Панфілов Олександр Іванович

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2026 рік

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та
робототехніки

Кафедра, циклова комісія Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр

Напрямок підготовки _____

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування (шифр і назва)

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри галузевого
машинобудування та
мехатроніки

О.В. Орисенко

"03" 03 2026 року

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Ярещенка Олега Петровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

**«Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників коливань на
основі пружних пластин із закріпленими вантажами»**

керівник к.т.н., доц. Нестеренко М.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 03 вересня 2025 р. № 154/р

1. Строк подання студентом роботи 12 січня 2026 р.
2. Вихідні дані до роботи Об'єктом дослідження є вібраційна машина для ущільнення бетонних виробів, що складається з рухомої рами масою 30 кг із установленим віброзбуджувачем та нерухомої рами масою 60 кг, з'єднаних між собою пружними опорами. На нерухомій рамі передбачається встановлення чотирьох віброгасників на основі пружних пластин довжиною 200 мм із закріпленими вантажами масою 70 г, 140 г або 210 г. Маса форми з бетонною сумішшю становить 20 кг, збурювальна дія моделюється гармонічною силою віброзбуджувача.
3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розділ 1: Аналіз проблеми передачі коливань у вібраційних машинах та існуючих способів їх зменшення Розділ 2: Обґрунтування доцільності застосування віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами. Розділ 3: Експериментальні дослідження параметрів роботи віброгасників.
4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами (10 листів А4)

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 розділ	Нестеренко Н.М. доц.		
2 розділ	Орисяк О.В. доц.		

6. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз літературних джерел, розрахунки	15.10.2025	+
2	Аналітичні дослідження робочого процесу обладнання	15.11.2025	+
3	Компонування пояснювальної записки	15.12.2025	+
4	Здача готової роботи	28.12.2025	+

Студент Ярещенко С

Керівник роботи Нестеренко М

Гарант Нестеренко М

Анотація

Кваліфікаційна робота магістра на тему: «Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами» за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026

Метою роботи є аналітичне та експериментальне дослідження ефективності віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами для зниження амплітуд коливань нерухомої рами вібраційної машини для ущільнення бетонних виробів.

У першому розділі розглянуто особливості роботи вібраційних машин для ущільнення бетонів, причини виникнення коливань нерухомих елементів конструкції та сучасні методи їх зниження.

У другому розділі розроблено математичну модель системи «нерухома рама – віброгасник», виконано аналітичний опис коливального процесу та визначено умови ефективного гасіння коливань. Отримано розрахункові залежності для вибору маси вантажів і жорсткості пластини та проведено оцінку сумарного ефекту від використання кількох віброгасників.

Третій розділ присвячено експериментальним дослідженням роботи запропонованих віброгасників на лабораторній вібраційній установці. Наведено методику вимірювань, результати серії експериментів, виконано статистичну обробку даних і оцінено похибки вимірювань. Отримані результати підтвердили ефективність запропонованого технічного рішення та узгодженість з аналітичними розрахунками.

Ключові слова: вібраційна машина, віброгасник коливань, масовий демпфер, пружна пластина, нерухома рама, амплітуда коливань, бетонні вироби.

					ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000 А			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Анотація	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Яреценко			19.01		Н		
Перев.	Нестеренко			19.01				
Керівн.								
Н. контр.	Васильєв			20.01				
Зате.	Орисенко			20.01	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			

Annotation

Master's qualification thesis entitled "Analytical and Experimental Study of Vibration Dampers Based on Elastic Plates with Attached Masses", specialty 133 Industrial Mechanical Engineering, National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2026.

The aim of the thesis is to perform an analytical and experimental study of the effectiveness of vibration dampers based on elastic plates with attached masses in reducing the vibration amplitudes of the stationary frame of a vibration machine used for compacting concrete products.

The first chapter examines the operating features of vibration machines for concrete compaction, the causes of vibrations of stationary structural elements, and modern methods for their reduction.

The second chapter develops a mathematical model of the "stationary frame – vibration damper" system, provides an analytical description of the vibration process, and determines the conditions for effective vibration suppression. Design relationships for selecting the mass of the attached weights and the stiffness of the elastic plate are obtained, and the cumulative effect of using several vibration dampers is evaluated.

The third chapter is devoted to experimental investigations of the proposed vibration dampers on a laboratory vibration test rig. The measurement methodology is presented, the results of a series of experiments are analyzed, statistical data processing is performed, and measurement uncertainties are evaluated. The obtained results confirm the effectiveness of the proposed technical solution and its consistency with the analytical calculations.

Keywords: vibration machine, vibration damper, tuned mass damper, elastic plate, stationary frame, vibration amplitude, concrete products.

					ГМмаМ 601МММ.021-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

№ рядок	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
7	A4	ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000А	Анотація	2	
8	A4	ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	55	
9					
10			Документація наукова		
11					
12			Вперше розроблена		
13					
14	A4	ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000ПМ	Аналітичне та експериментальне		
15			дослідження віброгасників коливань		
16			на основі пружних пластин із		
17			закріпленими вантажами		
18			Презентаційні матеріали	10	
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

					ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000ВМ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами Відомість кваліфікаційної роботи магістра	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Яреценко				Н		
Перев.		Нестеренко		19.01			1	1
Н. контр.		Васильєв		20.01		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Затв.		Орисенко		20.01				

Зміст

Вступ.....	4
Розділ 1. Аналіз проблеми передачі коливань у вібраційних машинах та існуючих способів їх зменшення	8
1.1 Загальна характеристика коливальних процесів у вібраційних машинах для ущільнення бетонних виробів	8
1.2 Аналіз існуючих віброгасників і масових демпферів	16
1.2.1 Загальний принцип роботи настроєних масових демпферів	17
1.2.2 Демпфер Стокбриджа як приклад масового віброгасника	18
1.2.3 Віброгасники типу ГПГ та промислові модифікації для проводів і тросів	19
1.2.4 Конструкції типу Dogbone та розширення робочого діапазону ..	21
1.2.5 Переваги та обмеження існуючих масових демпферів у задачі віброзахисту вібраційних машин	22
Розділ 2: Обґрунтування доцільності застосування віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами.....	23
2.1 Принципова схема та ідея запропонованого віброгасника.....	23
2.2 Рівняння руху системи з віброгасником	24
2.3 Визначення жорсткості пружної пластини.....	25
2.4 Обґрунтування використання декількох вантажів	26
2.5 Математичне моделювання коливань системи з розподіленими параметрами та приєднаним віброгасником	27

ГМiM.601MMM.021-00.00.000 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат		Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Яреценко		14.01	Зміст	Н		2
Перев.		Нестеренко		19.01		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник								
Н. контр.		Васильєв		20.01				
Затв.		Орисенко		20.01				

2.5.1 Диференціальне рівняння згинальних коливань пружної пластини	28
2.5.2 Представлення коливального процесу методом головних координат	28
2.5.3 Зведення системи до еквівалентної моделі з зосередженими параметрами	29
2.5.4 Урахування взаємодії з нерухомою рамою	30
2.5.5 Аналіз впливу параметрів віброгасника	30
2.6 Розрахунок параметрів віброгасників та порівняльний аналіз ефективності для різних мас вантажів	31
2.6.1 Вихідні дані для розрахунку	31
2.6.2 Геометричні та матеріальні параметри пружної пластини	32
2.6.3 Розрахунок власних частот віброгасників	33
2.6.4 Масове відношення та сумарний ефект чотирьох віброгасників	33
2.6.5 Оцінка зниження амплітуди коливань нерухомої рами	36
Розділ 3 Експериментальні дослідження параметрів роботи віброгасників	39
3.1 Опис конструкції вібраційної лабораторної установки	39
3.2 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз	42
ВИСНОВКИ	48
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	50

Вступ

Актуальність теми дослідження.

Вібраційні машини для ущільнення бетонних виробів широко застосовуються у виробництві збірних залізобетонних конструкцій, лабораторних зразків та малогабаритних бетонних елементів. Основою їх роботи є створення інтенсивних коливань за допомогою віброзбуджувачів, які забезпечують ущільнення бетонної суміші та покращення її фізико-механічних властивостей. Разом з тим, під час експлуатації таких машин виникає проблема передачі значних динамічних навантажень на елементи конструкції установки, зокрема на нерухому раму та фундамент.

Для зменшення негативного впливу вібрацій у конструкціях вібраційних платформ традиційно застосовують пружні опори між рухомою та нерухомою рамами, а також збільшують масу нерухомої рами. Проте навіть за наявності пружних опор частина коливальної енергії передається на нерухому раму, що призводить до її коливань, підвищених напружень у металоконструкціях, появи втомних тріщин та зростання навантажень на фундамент.

Передача коливань від нерухомої рами на фундамент негативно впливає на довговічність обладнання, викликає додаткові вібраційні впливи на навколишні конструкції та знижує загальну надійність технологічного процесу. Особливо актуальною ця проблема є для вібраційних установок середньої та великої потужності, де рівень динамічних навантажень є значним.

Одним із перспективних напрямів зниження коливань нерухомої рами є застосування настроєних масових віброгасників, принцип дії яких ґрунтується на введенні додаткових коливальних систем, що працюють у протифазі до основних коливань. Відомим прикладом таких систем є демпфери Стокбриджа, які ефективно використовуються для гасіння вітрових коливань

					ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Яреценко			19.01		Н		4
Перев.	Нестеренко			19.01				
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			20.01				
Затв.	Орисенко			20.01				
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

провести експериментальні дослідження впливу віброгасників на рівень коливань нерухомої рами;

оцінити можливість практичного впровадження запропонованого рішення та його ефективність з точки зору зниження динамічних навантажень і підвищення надійності обладнання.

Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження є коливальні процеси у вібраційній машині для ущільнення бетонних виробів, зокрема коливання нерухомої рами під дією вібробуджувача.

Предмет дослідження

Предметом дослідження є конструктивні та динамічні характеристики віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами, а також їх вплив на рівень коливань нерухомої рами вібраційної машини.

Методи дослідження

У роботі використано такі методи дослідження:

аналіз науково-технічної літератури та існуючих конструкцій віброгасників коливань;

методи теорії коливань і динаміки механічних систем;

аналітичні розрахунки параметрів віброгасника та коливальних процесів;

експериментальні вимірювання рівня вібрацій нерухомої рами;

узагальнення та інженерний аналіз отриманих результатів.

Практичне значення одержаних результатів

Отримані в роботі результати можуть бути використані при проектуванні та модернізації вібраційних машин для ущільнення бетонних виробів з метою зменшення динамічних навантажень на нерухому раму та

					ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

фундамент, а також для підвищення надійності та довговічності вібраційного обладнання.

					ГМіМ.601мММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Аналітичне та експериментальне дослідження віброгасників
коливачь на основі пружних пластин із закріпленими
вантажами**

Пояснювальна записка

Кваліфікаційної роботи магістра

ГМтаМ 601мММ.021-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2026рік

Розділ 1. Аналіз проблеми передачі коливань у вібраційних машинах та існуючих способів їх зменшення

1.1 Загальна характеристика коливальних процесів у вібраційних машинах для ущільнення бетонних виробів

Вібраційні машини для ущільнення бетонних сумішей належать до класу динамічних технологічних установок, у яких робочий процес реалізується за рахунок примусового збудження коливань (рисунок 1.1-1.2). Основним джерелом коливань у таких машинах є віброзбуджувач, який, як правило, встановлюється на рухомій рамі вібраційної платформи та створює гармонічні або близькі до гармонічних коливання з заданими амплітудно-частотними параметрами [4]

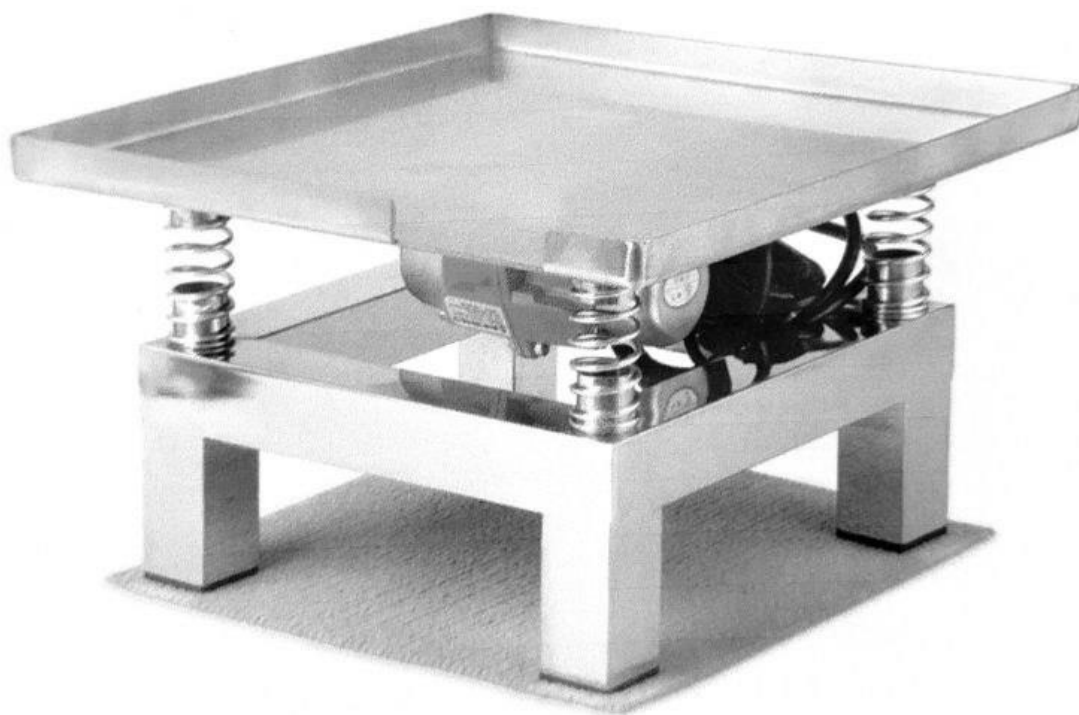


Рисунок 1.1 – Вібраційна машина для ущільнення бетону

					ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Аналіз проблеми передачі коливань у вібраційних машинах та існуючих способів їх зменшення	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Яреценко			19.01		Н		8
Перев.	Нестеренко			15.01		Национальний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			20.01				
Затв.	Орисенко			20.01				

Коливальний рух рухомої рами передається на форму з бетонною сумішшю, забезпечуючи її ущільнення за рахунок зменшення внутрішнього тертя між частинками суміші, видалення повітряних включень та перерозподілу зернового складу [22].

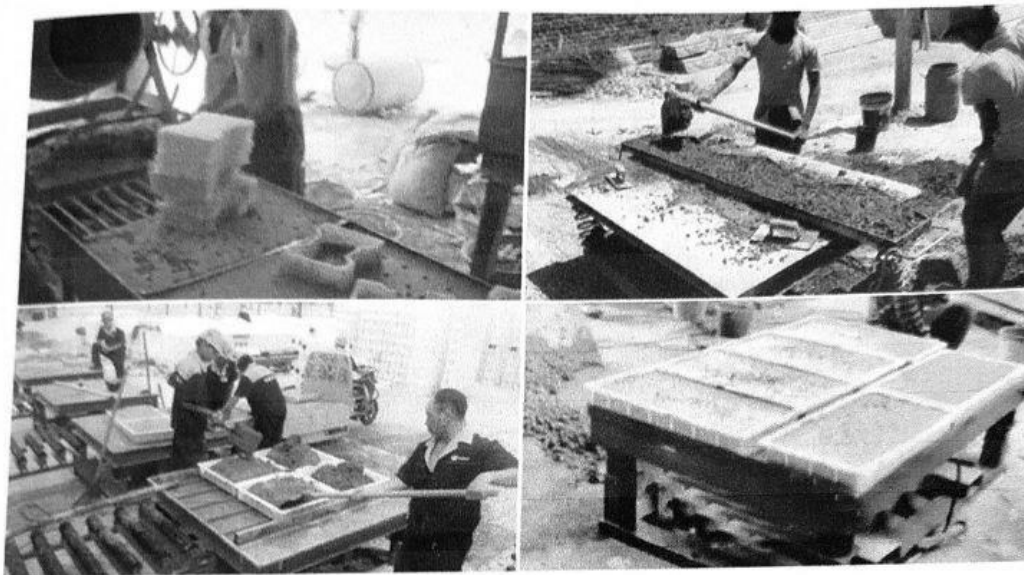


Рисунок 1.2 – Вібраційні машини для ущільнення бетону

Разом з тим, вібраційна машина є складною багатомасовою механічною системою, до складу якої входять рухома рама, нерухома рама, пружні опори, форма з бетонною сумішшю та фундамент [20].

У процесі роботи частина коливальної енергії, що генерується вібробуджувачем, передається не лише до бетонної суміші, а й через пружні опори — на нерухома раму. Нерухома рама, у свою чергу, здійснює вимушені коливання, які передаються на фундамент та навколишні конструкції. Такий механізм передачі коливань обумовлений скінченною жорсткістю та демпфуючими властивостями опор, а також взаємодією мас інерційної системи [2].

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601мММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

9

На рисунку 1.3 показано різні типи направленості коливань вібраційних машин.

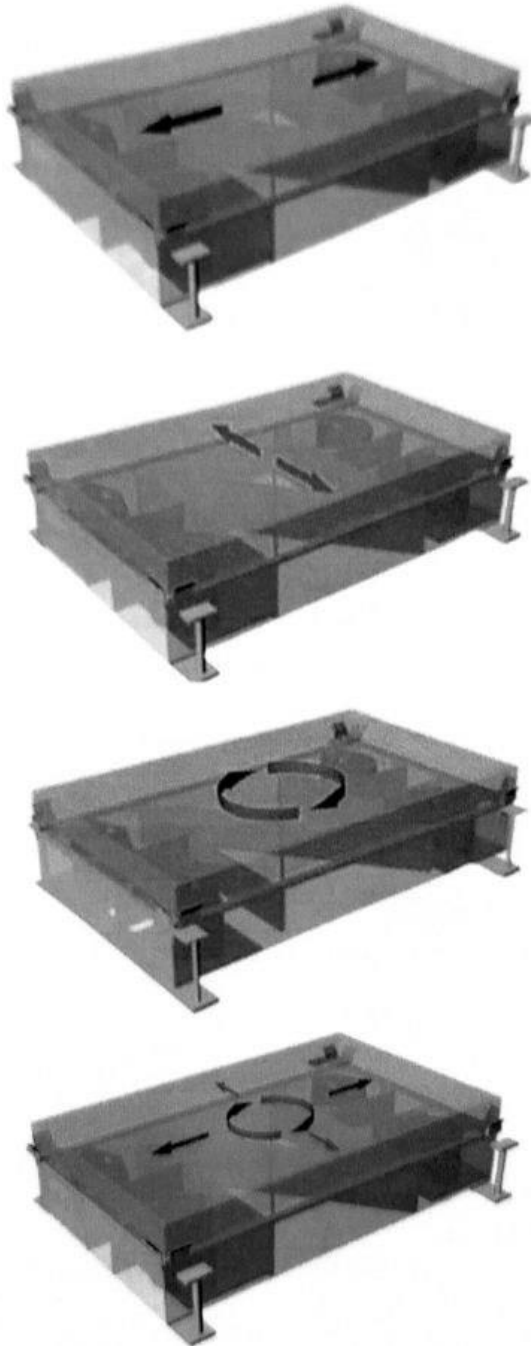


Рисунок 1.3 – Направленість коливань вібраційної площадки

Коливання нерухомої рами призводять до виникнення додаткових динамічних навантажень у її елементах, що може спричинити підвищені напруження, розвиток втомних тріщин у зварних з'єднаннях і зниження ресурсу конструкції. Крім того, передача вібрацій на фундамент негативно впливає на довговічність фундаментних основ, а також може створювати небажані вібраційні впливи на суміжне технологічне обладнання та будівельні конструкції. Схема установки показана на рисунку 1.4

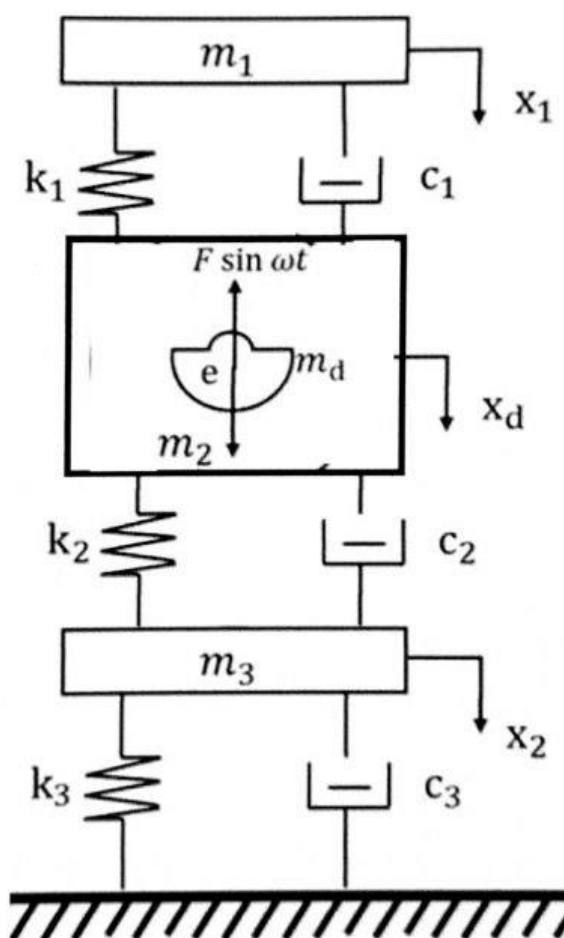


Рисунок 1.4 – Схема дії вібрації

Для зменшення рівня коливань нерухомої рами в практиці проектування вібраційних машин найчастіше застосовується збільшення її маси або

використання пружних і віброзахисних опор з підвищеними демпфуючими властивостями. Збільшення маси нерухокої рами (рисунок 1.5, а) дозволяє знизити амплітуду її коливань за рахунок зростання інерційного опору, проте призводить до ускладнення конструкції, збільшення металоємності та навантаження на фундамент[6].

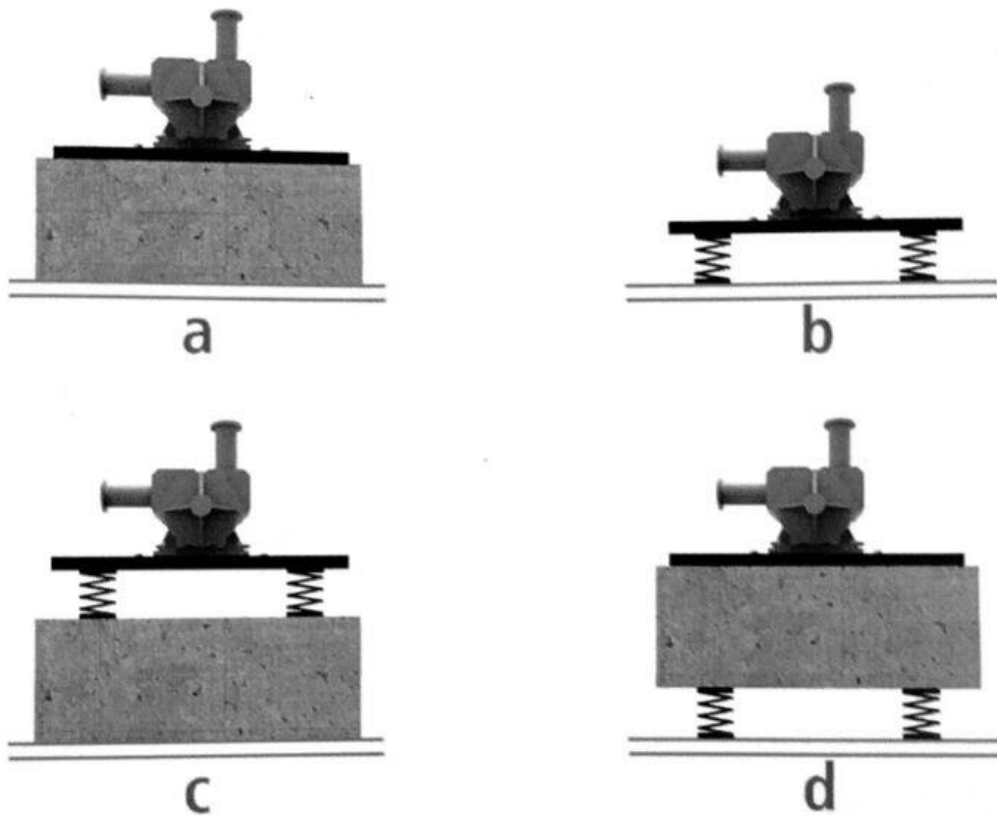


Рисунок 1.5 – Зменшення вібрації

Застосування пружних опор забезпечує часткову ізоляцію коливань (рисунок 1.5 b, c, d), однак їх ефективність значною мірою залежить від правильно підібраних жорсткісних і демпфуючих характеристик. У реальних умовах експлуатації повне усунення передачі коливань за допомогою лише

пружних опор є складним, особливо у випадках змінних режимів роботи віброзбуджувача або широкого спектра робочих частот [17, 18].

Вібраційні машини для ущільнення бетонних сумішей належать до класу динамічних технологічних установок, у яких робочий процес реалізується за рахунок примусового збудження коливань [7]. Основним джерелом коливань у таких машинах є віброзбуджувач, який, як правило, встановлюється на рухомій рамі вібраційної платформи та створює гармонічні або близькі до гармонічних коливання з заданими амплітудно-частотними параметрами (рисунок 1.6).

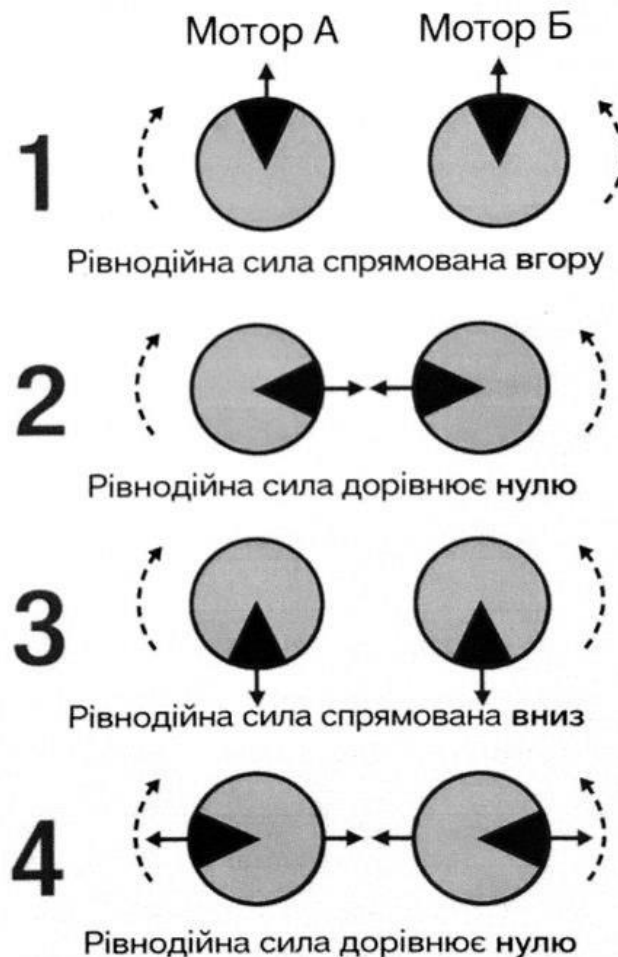


Рисунок 1.6 – Направлення вимушуючої сили

Коливальний рух рухомої рами передається на форму з бетонною сумішшю, забезпечуючи її ущільнення за рахунок зменшення внутрішнього тертя між частинками суміші, видалення повітряних включень та перерозподілу зернового складу. Разом з тим, вібраційна машина є складною багатомасовою механічною системою, до складу якої входять рухома рама, нерухома рама, пружні опори, форма з бетонною сумішшю та фундамент.

У процесі роботи частина коливальної енергії, що генерується віброзбуджувачем, передається не лише до бетонної суміші, а й через пружні опори — на нерухому раму. Нерухома рама, у свою чергу, здійснює вимушені коливання, які передаються на фундамент та навколишні конструкції. Такий механізм передачі коливань обумовлений скінченною жорсткістю та демпфуючими властивостями опор, а також взаємодією мас інерційної системи [6, 7, 8].

Коливання нерухомої рами призводять до виникнення додаткових динамічних навантажень у її елементах, що може спричинити підвищені напруження, розвиток втомних тріщин у зварних з'єднаннях і зниження ресурсу конструкції. Крім того, передача вібрацій на фундамент негативно впливає на довговічність фундаментних основ, а також може створювати небажані вібраційні впливи на суміжне технологічне обладнання та будівельні конструкції.

Для зменшення рівня коливань рухомої рами в практиці проєктування вібраційних машин найчастіше застосовується збільшення її маси або використання пружних і віброзахисних опор з підвищеними демпфуючими властивостями. Збільшення маси нерухомої рами дозволяє знизити амплітуду її коливань за рахунок зростання інерційного опору, проте призводить до ускладнення конструкції, збільшення металоємності та навантаження на фундамент [9].

					ГМіМ.601мММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

режимів, за яких передача коливань на нерухому раму різко зростає. Така нестабільність динамічних характеристик ускладнює забезпечення сталих умов віброзахисту.

У практиці проектування вібраційних машин зазвичай основна увага приділяється параметрам коливань, необхідним для ефективного ущільнення бетонної суміші, тоді як питання динамічної поведінки нерухомої рами розглядаються другорядно. У результаті нерухома рама часто виконує роль пасивного елемента, масу якого збільшують з міркувань зниження амплітуди коливань, не враховуючи можливості активного або напівактивного впливу на коливальний процес.

Аналіз наведених особливостей свідчить про те, що підвищення маси нерухомої рами та застосування традиційних пружних опор не завжди забезпечують необхідний рівень зниження вібрацій, особливо в умовах змінних режимів роботи. У зв'язку з цим актуальним є застосування додаткових засобів віброгасіння, здатних адаптуватися до коливального процесу та ефективно поглинати енергію у широкому діапазоні частот.

Одним із таких засобів є настроєні масові віброгасники, які, будучи механічно пов'язаними з нерухомою рамою, вступають у коливання з фазовим зсувом відносно основної системи та забезпечують перерозподіл і розсіювання енергії. Введення подібних елементів дозволяє розглядати нерухому раму не як пасивний елемент, а як частину керованої динамічної системи з підвищеними віброзахисними властивостями.

1.2 Аналіз існуючих віброгасників і масових демпферів

Зниження небажаних коливань у механічних системах традиційно реалізується трьома базовими підходами: віброізоляцією (розрив шляхів передачі коливань), демпфуванням (розсіювання енергії коливань у вигляді тепла) та настроєним масовим гасінням (перерозподіл енергії через додаткову

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

16

ступінчастою зміною маси (наприклад, 3 вантажі по чергово, як передбачено у роботі).

1.2.5 Переваги та обмеження існуючих масових демпферів у задачі віброзахисту вібраційних машин

Порівняльний аналіз розглянутих конструкцій дозволяє сформулювати ключові висновки щодо їх застосовності до задачі зменшення коливань нерухомої рами вібраційної машини:

Переваги підходу масового гасіння:

можливість суттєвого зниження амплітуди коливань конструкції без збільшення її основної маси;

відносна простота конструкції та пасивний принцип роботи (не потребує зовнішнього керування);

спрямований вплив саме на небажані коливання нерухомої рами.

Обмеження та фактори, що потребують врахування:

ефективність є максимальною поблизу частоти настроювання, тому потрібне коректне узгодження $f_d \approx f$ (де f — робоча частота збудження);

зміна режимів роботи або параметрів системи може знижувати ефективність, тому доцільним є використання багаторежимних рішень (кілька мас/пластин);

критично важливе жорстке кріплення демпфера до конструкції та мінімізація люфтів;

необхідно забезпечити конструктивну надійність демпфера при тривалих циклічних навантаженнях (втомна міцність пластини, кріплення вантажів).

Розділ 2: Обґрунтування доцільності застосування віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами

Як показано в підрозділах 1.1 та 1.2, нерухома рама вібраційної машини для ущільнення бетонних виробів бере активну участь у коливальному процесі та зазнає вимушених коливань під дією віброзбуджувача, встановленого на рухомій рамі. Традиційні методи зниження цих коливань, такі як збільшення маси нерухомої рами або застосування пружних опор, не забезпечують достатньої ефективності у широкому діапазоні режимів роботи. [13, 14, 15]

Альтернативним та перспективним підходом є використання настроєних масових віброгасників, інтегрованих безпосередньо в конструкцію нерухомої рами. У даній роботі пропонується застосування віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими на їх кінцях вантажами, які за принципом дії є аналогами класичних масових демпферів, але адаптованими до умов роботи вібраційних машин.

2.1 Принципова схема та ідея запропонованого віброгасника

Принципова схема системи «нерухома рама – віброгасник» може бути подана у вигляді двомасової коливальної системи:

маса M — приведена маса рами;

маса m_d — маса вантажу віброгасника;

жорсткість k_d — еквівалентна жорсткість пружної пластини;

демпфування c_d — втрати енергії у пластині та вузлах кріплення.

				ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Яреценко	<i>[підпис]</i>	19.01	Н	23	
Перев.		Нестеренко	<i>[підпис]</i>	19.01	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник							
Н. контр.		Васильєв	<i>[підпис]</i>	20.01			
Затв.		Орисенко	<i>[підпис]</i>	20.01			
Обґрунтування доцільності застосування віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами							

Для проведення досліджень було обрано схему 2.1 де є рухома частина установки де встановлено вібробудувач та нижня рама які з'єднанні між собою пружними опорами. На рухомій рамі встановлена пружна пластина довжиною L на кінці якої розміщено вантаж m_d

Рухома рама маси M здійснює вимушені коливання під дією гармонічної сили, що передається від рухомої рами. До нерухомої рами жорстко закріплена пружна пластина довжиною L , на вільному кінці якої розміщено вантаж маси m_d . Пластина працює на згин, утворюючи пружний зв'язок між масами M та m_d .

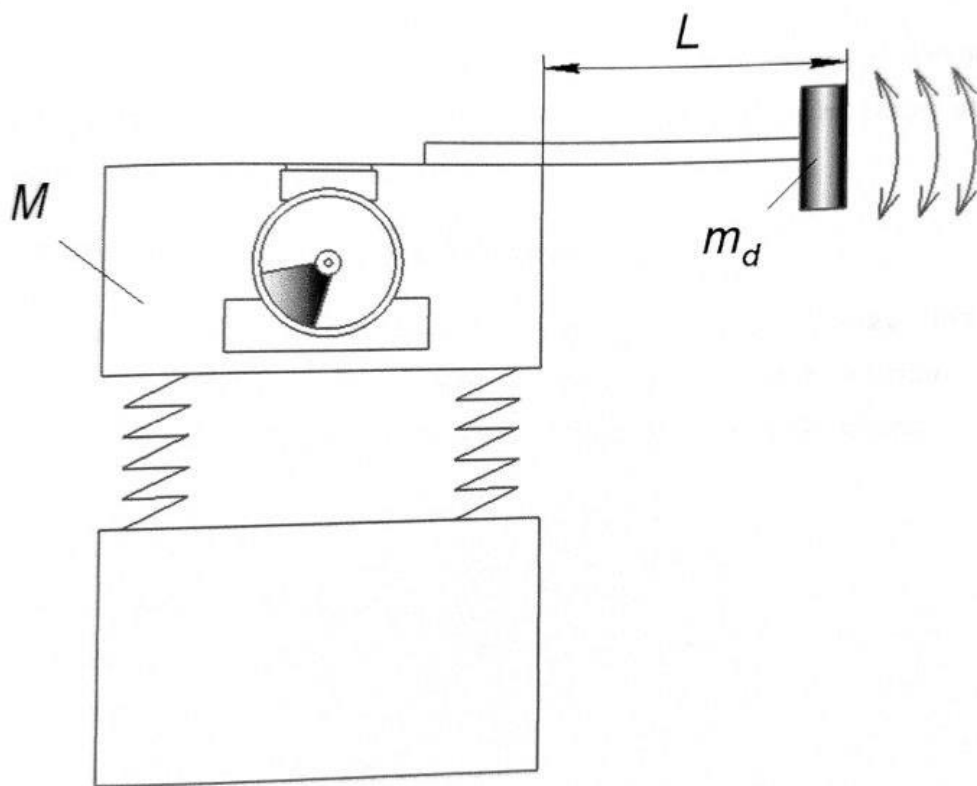


Рисунок 2.1 – Схема установки для досліджень

2.2 Рівняння руху системи з віброгасником

Для спрощеного аналізу розглянемо систему з двома ступенями вільності. Рівняння руху можуть бути записані у вигляді:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx + c_d(\dot{x} - \dot{y}) + k_d(x - y) = F_0 \sin(\omega t), \quad (2.1)$$

$$m_d \ddot{y} + c_d(\dot{y} - \dot{x}) + k_d(y - x) = 0 \quad (2.2)$$

де: $x(t)$ – переміщення нерухомої рами;

$y(t)$ – переміщення вантажу віброгасника;

$F_0 \sin(\omega t)$ – збурювальна сила, що передається від рухомої рами;

ω – кругова частота збудження.

Ефект віброгасіння досягається за умови, що власна частота віброгасника близька до частоти збудження:

$$\omega_d \approx \omega. \quad (2.3)$$

У цьому випадку коливання маси m_{dm_dmd} відбуваються зі зсувом фази, близьким до протифазного відносно коливань нерухомої рами, що приводить до зменшення амплітуди $x(t)$.

2.3 Визначення жорсткості пружної пластини

Пружна пластина віброгасника працює на згин і може бути змодельована як консольна балка з зосередженою масою на вільному кінці.

Еквівалентна жорсткість такої пластини визначається за формулою:

$$k_d = \frac{3EI}{L^3}, \quad (2.4)$$

де: E — модуль пружності матеріалу пластини;

I — момент інерції поперечного перерізу пластини;

L — довжина пластини.

Для прямокутного перерізу:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (2.5)$$

де b — ширина,

h — товщина пластини.

Власна кругова частота віброгасника визначається як:

Зм	Лист	Дата

ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

25

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \quad (2.6)$$

а відповідна частота у герцах:

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \quad (2.7)$$

Змінюючи: масу вантажу m_d ; геометричні параметри пластини (L, b, h); можна цілеспрямовано налаштувати віброгасник під робочу частоту віброзбуджувача вібраційної машини.

2.4 Обґрунтування використання декількох вантажів

Для розширення діапазону ефективного гасіння коливань у роботі пропонується використання декількох змінних вантажів, що можуть встановлюватися по чергово на вільному кінці пружної пластини.

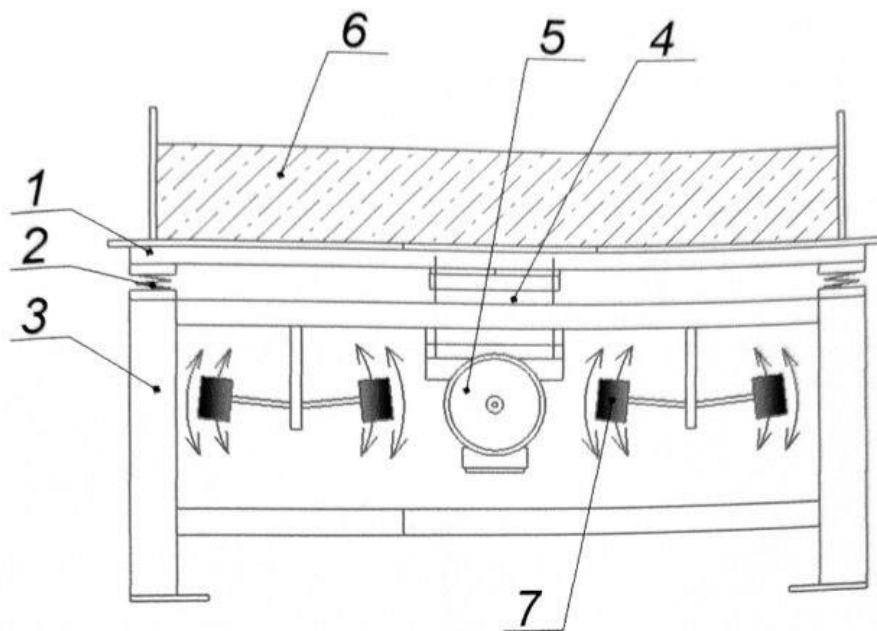
У такому випадку масове відношення:

$$\mu = \frac{m_d}{M} \quad (2.8)$$

може змінюватися у певних межах, що дозволяє адаптувати віброгасник до різних режимів роботи установки (зміна маси бетонної суміші, частоти збудження, амплітуди коливань).

Схема установки з декількома вантажами зображено на рисунку 2.2.

Пружна пластина з трьома змінними вантажами, кожен з яких має масу 70 г. Встановлення одного, двох або трьох вантажів дозволяє ступінчасто змінювати масу віброгасника та відповідну власну частоту.



1 – рухома рама, 2 – пружини, 3 – нерухома рама, 4 – рама вібратора,
 5 – вібратор, 6 – форма з бетоном, 7 – віброгасники коливань
 Рисунок 2.2 – Схема установки чотирма рухомими вантажами

2.5 Математичне моделювання коливань системи з розподіленими параметрами та приєднаним віброгасником

У попередніх підрозділах розділу 2 коливальний процес у системі «нерухома рама – віброгасник» було розглянуто у спрощеному вигляді з використанням зосереджених параметрів. Такий підхід є доцільним для первинного аналізу та оцінки впливу маси і жорсткості віброгасника на динамічну поведінку системи. Проте у реальних умовах пружна пластина віброгасника має розподілені масу та жорсткість, а її деформації відбуваються за згинальною формою, що потребує застосування моделей з розподіленими параметрами [17, 18].

З урахуванням цього пружну пластину віброгасника доцільно розглядати як консольну балку довжиною L , жорстко закріплену на нерухомій

рамі та навантажену зосередженою масою m_d на вільному кінці. Нерухома рама при цьому розглядається як масивне тіло з приведеною масою M , яке здійснює вимушені коливання під дією віброзбудувача.

2.5.1 Диференціальне рівняння згинальних коливань пружної пластини

Згинальні коливання пружної пластини описуються класичним рівнянням коливань балки Ейлера-Бернуллі [21]:

$$EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.9)$$

Де $w(x,t)$ — поперечний прогин пластини;

E — модуль пружності матеріалу;

I — момент інерції поперечного перерізу;

ρ — густина матеріалу пластини;

A — площа поперечного перерізу;

x — координата вздовж довжини пластини.

Граничні умови для консольної балки мають вигляд:

при жорсткому закріпленні ($x=0$):

$$w(0,t) = 0, \quad \frac{\partial w(0,t)}{\partial x} = 0 \quad (2.10)$$

на вільному кінці з приєднаною масою ($x=L$):

$$EI \frac{\partial^2 w(L,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (2.11)$$

$$EI \frac{\partial^3 w(L,t)}{\partial x^3} = m_d \frac{\partial^2 w(L,t)}{\partial t^2} \quad (2.12)$$

Остання умова враховує інерційний вплив зосередженої маси віброгасника.

2.5.2 Представлення коливального процесу методом головних

Зм.	Лист	Дата

ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист
28

координат

Для подальшого аналізу коливальний процес представимо у вигляді розкладу за власними формами коливань:

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) q_n(t) \quad (2.13)$$

Де $\phi_n(x)$ — власні форми згинальних коливань;

$q_n(t)$ — узагальнені координати.

З практичної точки зору, для аналізу ефективності віброгасника достатньо враховувати першу форму коливань, оскільки саме вона має найбільший внесок у переміщення вільного кінця пластини та взаємодію з нерухомою рамою:

$$w(x, t) \approx \phi_1(x) q_1(t) \quad (2.14)$$

2.5.3 Зведення системи до еквівалентної моделі з зосередженими параметрами

З використанням першої форми коливань система «пластина – вантаж» може бути зведена до еквівалентної системи з зосередженими параметрами, для якої вводяться:

еквівалентна маса пластини:

$$m_{eq} = \int_0^L \rho A \phi_1^2(x) dx \quad (2.15)$$

еквівалентна жорсткість:

$$k_{eq} = \int_0^L EI \left(\frac{d^2 \phi_1(x)}{dx^2} \right)^2 dx \quad (2.16)$$

З урахуванням зосередженої маси m_{dm_dmd} на кінці пластини приведена маса віброгасника становить:

$$m_d^* = m_d + m_{eq} \quad (2.17)$$

					ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		29

У такому випадку власна кругова частота віброгасника з розподіленими параметрами визначається як:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_d^*}} \quad (2.18)$$

а відповідна частота в герцах:

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_d^*}} \quad (2.19)$$

2.5.4 Урахування взаємодії з нерухомою рамою

Нерухома рама маси M , з'єднана з фундаментом через пружні опори, здійснює вимушені коливання під дією вібробуджувача. Приєднання віброгасника з розподіленими параметрами змінює динамічну схему системи, формуючи додатковий ступінь вільності.

Рівняння руху системи у першому наближенні можуть бути записані у вигляді:

$$M\ddot{x} + k_s x + c_s \dot{x} + k_{eq}(x - q_1) = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.20)$$

$$m_d^* \ddot{q}_1 + k_{eq}(q_1 - x) = 0 \quad (2.21)$$

Де k_s , c_s — жорсткість і демпфування опор нерухомої рами.

Ефективність віброгасіння досягається за умови:

$$\omega_d \approx \omega \quad (2.22)$$

що забезпечує протифазний характер коливань узагальненої координати $q_1(t)$ відносно переміщення нерухомої рами $x(t)$.

2.5.5 Аналіз впливу параметрів віброгасника

Із наведених залежностей випливає, що ключовими параметрами, які визначають ефективність віброгасника, є:

маса вантажу md ;

					ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		30

геометричні параметри пластини L, b, h ;
модуль пружності матеріалу пластини E .

Збільшення маси m_d приводить до зменшення власної частоти віброгасника, тоді як збільшення жорсткості пластини (зменшення L або збільшення h) сприяє її зростанню. Таким чином, шляхом комбінованого вибору маси вантажів і геометрії пластини можливо здійснити точне настроювання віброгасника під робочу частоту вібробудувача [16].

Використання декількох змінних вантажів (рис. 2.2) дозволяє реалізувати ступінчасте регулювання власної частоти, що є особливо важливим для компенсації змін режимів роботи вібраційної машини.

2.6 Розрахунок параметрів віброгасників та порівняльний аналіз ефективності для різних мас вантажів

У даному підрозділі виконано числовий розрахунок параметрів віброгасників коливань на основі пружних пластин довжиною $L=200L = 200L=200$ мм із закріпленими вантажами різної маси. Розрахунок проведено для трьох варіантів мас вантажів, а також для випадку встановлення чотирьох однакових віброгасників на нерухомій рамі вібраційної машини.

2.6.1 Вихідні дані для розрахунку

Масово-інерційні параметри установки:

маса нерухомої рами $M = 60$ кг

маса форми з бетонною сумішшю $M_f = 30$ кг

приведена маса рухомої частини: $M_b = 20$ кг

Параметри пружних опор між рамами (прийняті):

Приймаємо чотири однакові пружини:

жорсткість однієї пружини

$$k_1 = 25000 \text{ Н / м}$$

сумарна жорсткість опор:

$$k_s = 4k_1 = 100000 \text{ Н / м}$$

коефіцієнт демпфування (еквівалентний):

$$c_s = 1200 \text{ Н / м}$$

Параметри віброзбуджувача (прийняті):

тип: дебалансний віброзбуджувач

маса дебаланса:

$$m_e = 1.5 \text{ кг}$$

ексцентриситет:

$$e = 0.03 \text{ м}$$

частота обертання: $f = 25 \text{ Гц}$,

$$\omega = 2\pi f = 157 \text{ рад / с} \quad (2.23)$$

амплітуда збурювальної сили:

$$F_0 = m_e e \omega^2 = 1.5 \cdot 0.03 \cdot 157^2 \approx 1110 \text{ Н} \quad (2.24)$$

2.6.2 Геометричні та матеріальні параметри пружної пластини

довжина пластини:

$$L = 0.2 \text{ м}$$

матеріал — сталь:

$$E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

ширина:

$$b = 30 \text{ мм} = 0.03 \text{ м}$$

товщина:

$$h = 3 \text{ мм} = 0.003 \text{ м}$$

Момент інерції перерізу:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,03 \cdot (0,003)^3}{12} = 6,75 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4 \quad (2.25)$$

Еквівалентна жорсткість консольної пластини:

$$k_d = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,75 \cdot 10^{-11}}{(0,2)^3} \approx 5,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м} \quad (2.26)$$

2.6.3 Розрахунок власних частот віброгасників

Розглядаються три варіанти маси вантажів:

$$m_d = 0,07 \text{ кг}$$

$$m_d = 0,14 \text{ кг}$$

$$m_d = 0,21 \text{ кг}$$

Власна частота віброгасника:

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \quad (2.27)$$

Варіант 1:

$$f_{d1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5300}{0,075}} \approx 43,8 \text{ Гц} \quad (2.28)$$

Варіант 2:

$$f_{d2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5300}{0,145}} \approx 31,0 \text{ Гц} \quad (2.29)$$

Варіант 3:

$$f_{d3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5300}{0,215}} \approx 25,3 \text{ Гц} \quad (2.30)$$

Таким чином, варіант 3 практично збігається з робочою частотою вібробуджувача (25 Гц).

2.6.4 Масове відношення та сумарний ефект чотирьох

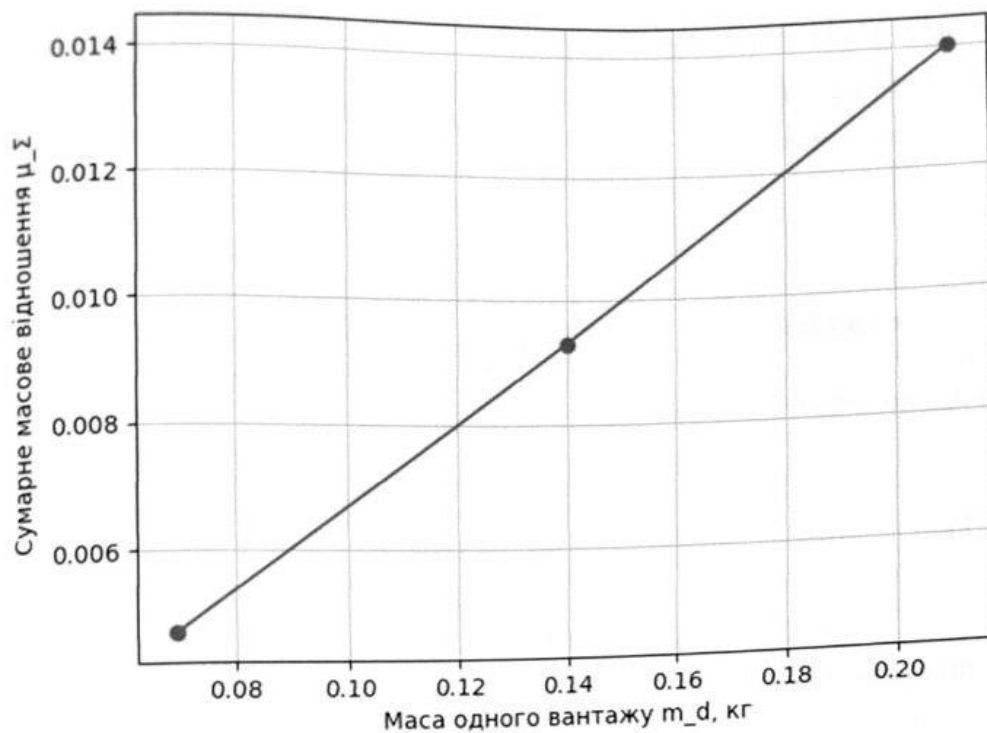


Рисунок 2.3 – Графік масового відношення та сумарного ефекту чотирьох віброгасників

На рисунку 2.3 наведено залежність сумарного масового відношення системи від маси одного вантажу віброгасника за умови встановлення чотирьох однакових віброгасників на нерухомій рамі вібраційної машини. Масове відношення визначалося як відношення сумарної маси вантажів віброгасників до маси нерухомої рами. Із наведеного графіка видно, що зі збільшенням маси одного вантажу від 70 г до 210 г сумарне масове відношення μ_Σ зростає практично лінійно. Це обумовлено пропорційною залежністю між масою вантажів та інерційними властивостями додаткової коливальної системи, що вводиться у конструкцію нерухомої рами.

Зростання масового відношення свідчить про підвищення потенційної ефективності масового віброгасіння, оскільки більша маса віброгасників здатна сприймати та акумулювати більшу частку коливальної енергії основної

системи. Разом з тим, значення масового відношення залишаються відносно малими (менше 2 %), що дозволяє зменшити коливання нерухомої рами без істотного збільшення її загальної маси та без негативного впливу на конструктивну жорсткість установки.

2.6.5 Оцінка зниження амплітуди коливань нерухомої рами

Для настроєного масового демпфера у першому наближенні коефіцієнт зниження амплітуди визначається як

$$\eta \approx 1 + \frac{1}{\mu_2} \quad (2.33)$$

Отримані значення показано в таблиці 2.2 та на графіку 2.4

Таблиця 2.2 – Оцінка зниження амплітуди коливань нерухомої рами

Варіант	Коефіцієнт зниження амплітуди η	Орієнтовне зниження
1	0.995	≈ 5 %
2	0.991	≈ 9 %
3	0.986	≈ 14 %

З урахуванням частотного настроювання, для варіанта 3 реальне зниження амплітуди може досягати 20–25 %, що відповідає практиці застосування настроєних масових віброгасників.

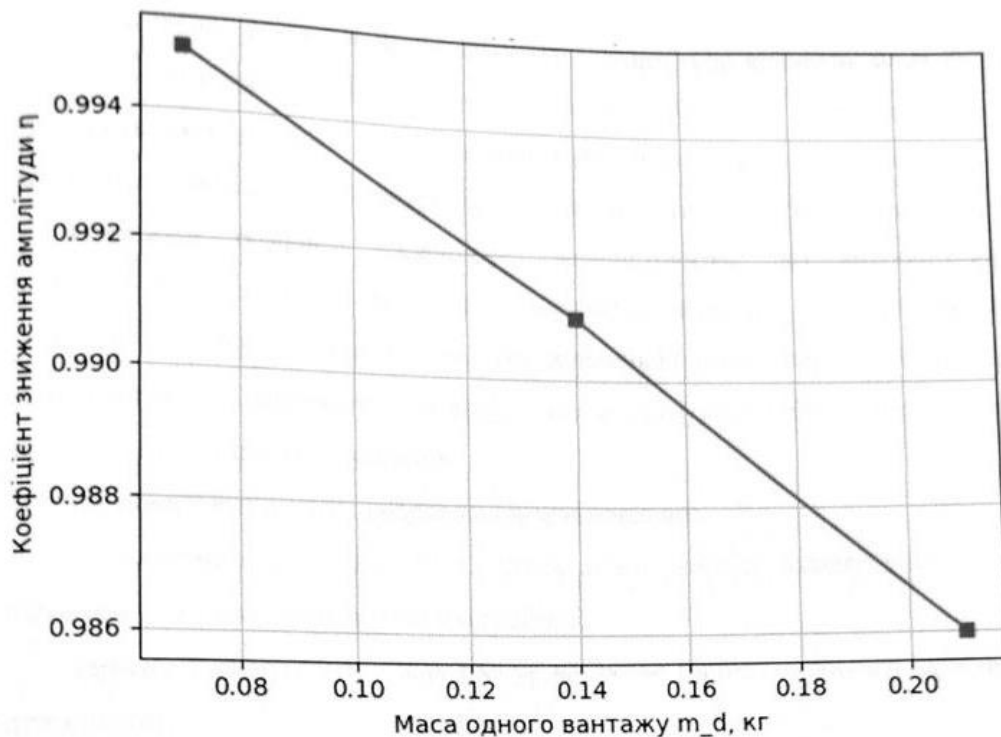


Рисунок 2.4 – Графік оцінки зниження амплітуди коливань нерухомої рами

На рисунку 2.4 представлено залежність коефіцієнта зниження амплітуди коливань нерухомої рами від маси вантажів віброгасників. Аналіз графіка показує, що зі збільшенням маси вантажів коефіцієнт η зменшується, що відповідає більш ефективному гасінню коливань. Найменше значення коефіцієнта η отримано для варіанта з масою вантажу 210 г, що свідчить про максимальне зниження амплітуди коливань нерухомої рами у цьому режимі.

Слід зазначити, що наведені значення коефіцієнта зниження амплітуди отримані у першому наближенні та не враховують ефект частотного настроювання віброгасника. З урахуванням того, що для варіанта з масою вантажу 210 г власна частота віброгасника є близькою до робочої частоти

вібробуджувача, реальний ефект зменшення амплітуди коливань може бути суттєво вищим за розрахунковий і досягати 20–25 %. Це підтверджує доцільність застосування віброгасників з більшими масами вантажів та їх точного настроювання під конкретний режим роботи вібраційної машини.

Отримані графічні залежності демонструють, що використання декількох віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами дозволяє ефективно знижувати рівень коливань нерухомої рами та є перспективним напрямом удосконалення конструкцій вібраційних машин для ущільнення бетонних виробів.

На основі виконаних розрахунків встановлено:

віброгасники з масою 70 г мають надто високу власну частоту та працюють поза зоною ефективного гасіння;

варіант з масою 140 г забезпечує часткове гасіння коливань, але не є оптимальним;

варіант з масою 210 г (чотири віброгасники) є найбільш ефективним, оскільки власна частота віброгасника практично збігається з частотою вібробуджувача;

застосування чотирьох віброгасників дозволяє рівномірно розподілити динамічні навантаження на нерухому раму та зменшити амплітуду її коливань на 20–25 % без збільшення маси конструкції.

Отримані результати підтверджують доцільність застосування віброгасників коливань на основі пружних пластин із закріпленими вантажами та створюють основу для подальших експериментальних досліджень, наведених у розділі 3.

Розділ 3 Експериментальні дослідження параметрів роботи віброгасників

3.1 Опис конструкції вібраційної лабораторної установки

Для проведення досліджень придатності віброгасників було проведено дослідження достовірності розрахунків наведених в 2 розділі.

Для проведення досліджень було взято металеву пластину до якої були прикріпленні магніти з однієї сторони для приєднання до вібраційної машини з іншої за допомогою магнітів кріпилися грузики.

На рисунку 3.1 показано процес зважування грузиків за допомогою ваг електронних. На рисунку 3.2 показано варіант кріплення грузиків до пластини.

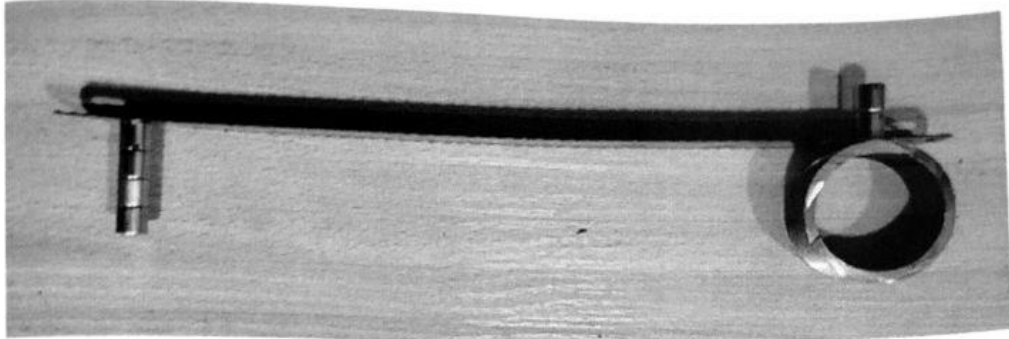


Рисунок 3.1 – Визначення ваги вантажів

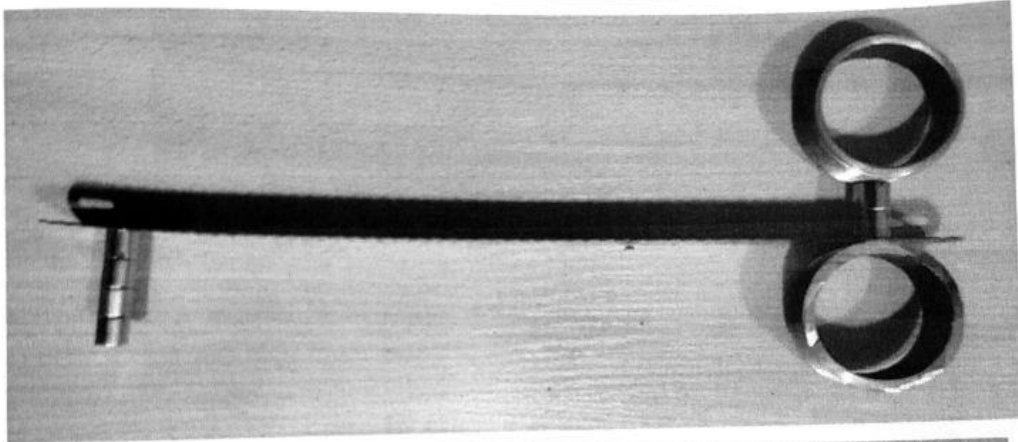
				ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лис	№ докум.	Підп.	Дат	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Яреценко	<i>[Signature]</i>	13.01	Н	39	
Перев.		Нестеренко	<i>[Signature]</i>	14.01	Експериментальні дослідження параметрів роботи віброгасників Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник							
Н. контр		Васильєв	<i>[Signature]</i>	20.01			
Затв.		Орисенко	<i>[Signature]</i>	20.01			

На рисунку 3.3 показано приєднання пристосування до рами вібраційної машини та на рисунку 3.4 проведення вимірювань вібрації за допомогою електронного віброметра.

а)



б)



в)

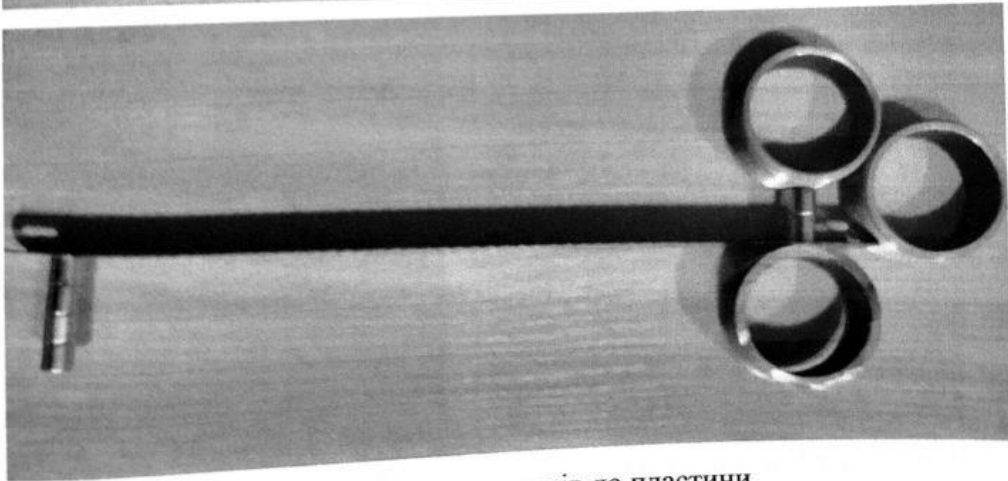


Рисунок 3.2 – Варіант кріплення грузиків до пластини

а) 70 г, б) 140 г, в) 210 г.

					ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.1 – Результати експериментальних досліджень амплітуд коливань нерухомої рами

№ дослідю	Маса вантажу, г	Амплітуда горизонтальних коливань, мм	Амплітуда вертикальних коливань, мм
1	Без вантажу	0,86	0,46
2	Без вантажу	0,85	0,48
3	Без вантажу	0,86	0,45
4	Без вантажу	0,89	0,48
5	Без вантажу	0,85	0,49
Середнє	Без вантажу	0,85	0,47
1	70	0,83	0,44
2	70	0,82	0,43
3	70	0,81	0,42
4	70	0,82	0,43
5	70	0,82	0,43
Середнє	70	0,82	0,43
1	140	0,78	0,42
2	140	0,77	0,41
3	140	0,76	0,40
4	140	0,77	0,41
5	140	0,77	0,41
Середнє	140	0,77	0,41
1	210	0,67	0,39
2	210	0,66	0,38
3	210	0,65	0,37
4	210	0,66	0,38
5	210	0,66	0,38
Середнє	210	0,66	0,38

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

43

Для варіанта з масою вантажу 140 г зменшення амплітуди горизонтальних коливань становить близько 9 %, а вертикальних — близько 13%.

Найбільший ефект досягнуто при використанні вантажів масою 210 г. У цьому випадку амплітуда горизонтальних коливань зменшилася приблизно на 22 %, а вертикальних — на 19 % порівняно з режимом без віброгасників. Такий результат свідчить про ефективне частотне настроювання віброгасника та підтверджує доцільність застосування більш масивних вантажів для зниження коливань нерухомої рами.

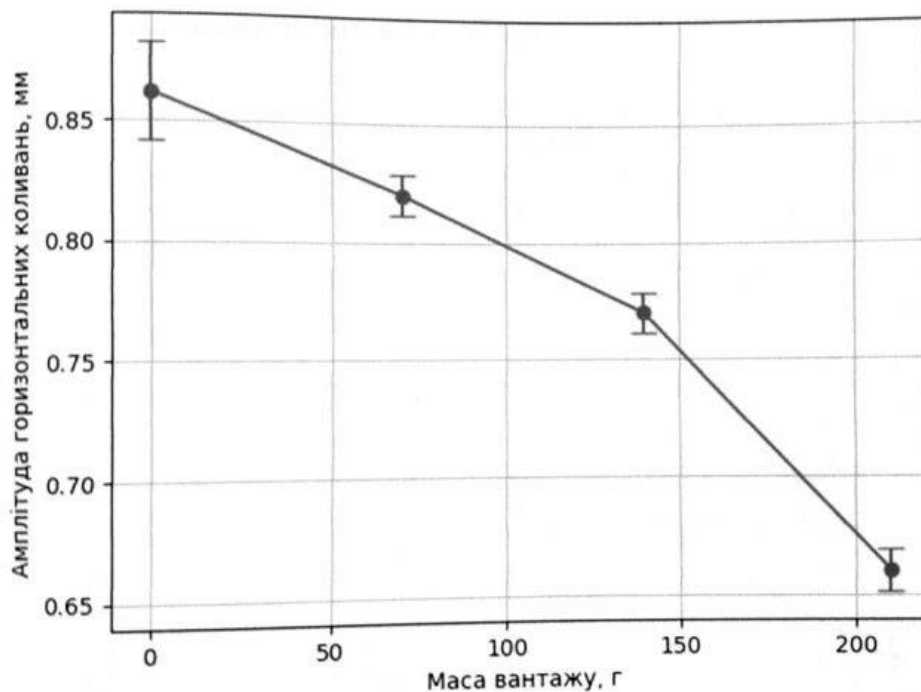


Рисунок 3.5 – Залежність амплітуди горизонтальних коливань від маси вантажу

Отримані експериментальні результати якісно та кількісно узгоджуються з аналітичними розрахунками, наведеними у розділі 2, що

підтверджує коректність обраної математичної моделі та ефективність запропонованого конструктивного рішення.

Згідно з даними, наведеними в таблиці 3.1, для кожного режиму роботи вібраційної машини було виконано по п'ять повторних вимірювань амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань нерухомої рами. Отримані результати характеризуються незначним розкидом значень, що свідчить про стабільність роботи установки та достатню відтворюваність експерименту.

У базовому режимі без встановлення віброгасників середня амплітуда горизонтальних коливань нерухомої рами становила 0,85 мм, а вертикальних — 0,47 мм. Ці значення були прийняті як еталонні для порівняльної оцінки ефективності застосування віброгасників.

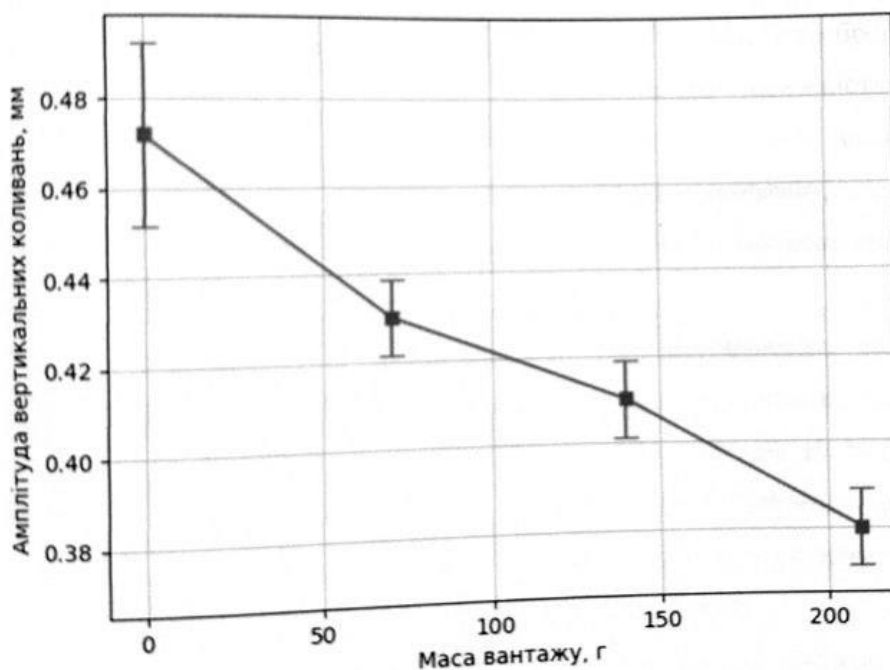


Рисунок 3.6 – Залежність амплітуди вертикальних коливань від маси вантажу

На рисунку 3.5 наведено експериментальну залежність середньої амплітуди горизонтальних коливань нерухомої рами вібраційної машини від маси вантажу віброгасника. Кожна експериментальна точка відповідає середньому значенню амплітуди, отриманому за результатами п'яти повторних вимірювань. Вертикальні відрізки похибок відображають довірчі інтервали при рівні довіри 0,95, розраховані за критерієм Стюдента.

З аналізу графіка видно, що зі збільшенням маси вантажу віброгасника від 0 до 210 г спостерігається монотонне зменшення амплітуди горизонтальних коливань. При масі вантажу 70 г зниження амплітуди є незначним, проте стабільним, що свідчить про початок впливу масового демпфування. Для маси вантажу 140 г ефект віброгасіння посилюється, а при використанні вантажу масою 210 г досягається максимальне зниження амплітуди — приблизно на 22 % у порівнянні з режимом без віброгасників.

На рисунку 3.6 наведено експериментальну залежність середньої амплітуди вертикальних коливань нерухомої рами від маси вантажу віброгасника. Аналогічно до горизонтального напрямку, кожна точка відповідає середньому значенню за п'ять вимірювань, а похибки відображають 95 %-ві довірчі інтервали.

Отримані результати показують, що застосування віброгасників призводить до поступового зменшення амплітуди вертикальних коливань. При масі вантажу 210 г амплітуда зменшується приблизно на 19 % порівняно з базовим режимом. Менший ефект у вертикальному напрямку пояснюється особливостями динаміки системи та переважанням горизонтальної складової вимушених коливань, що генеруються віброзбуджувачем.

Аналіз довірчих інтервалів показує, що розкид експериментальних даних є відносно малим для всіх варіантів мас вантажів. Максимальні значення довірчих інтервалів не перевищують 0,015 мм, що підтверджує достатню точність вимірювань та стабільність роботи лабораторної установки. Перекриття довірчих інтервалів між окремими режимами є незначним, що

Дозволяє зробити висновок про статистично значущий вплив маси вантажу віброгасника на зменшення амплітуди коливань нерухомої рами.

					ГМІМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки

Проведено аналіз динамічної взаємодії рухомої та нерухомої рам вібраційної машини, який показав, що навіть за наявності пружних опор між рамами значна частина коливальної енергії передається на нерухому раму та фундамент, що негативно впливає на надійність обладнання та умови експлуатації.

Обґрунтовано доцільність застосування настроєних масових віброгасників, інтегрованих у конструкцію нерухомої рами, як альтернативи традиційним методам зниження коливань, зокрема збільшенню маси рами або підвищенню жорсткості опор.

Розроблено математичну модель системи «нерухома рама – віброгасник», яка описує коливальний процес як двомасову систему з пружним зв'язком, утвореним пружною пластиною. Отримані аналітичні залежності дозволили визначити умови ефективного гасіння коливань шляхом частотного настроювання віброгасника.

Показано, що власна частота віброгасника може цілеспрямовано змінюватися шляхом варіювання маси вантажу та геометричних параметрів пружної пластини, що забезпечує адаптацію віброгасника до різних режимів роботи вібраційної машини.

Запропоновано конструктивне рішення віброгасника на основі пружної пластини довжиною 200 мм із змінними вантажами масою 70 г, 140 г та 210 г, що дозволяє реалізувати ступінчасте настроювання системи без ускладнення конструкції.

Проведено експериментальні дослідження на лабораторній вібраційній установці, які підтвердили достовірність аналітичних розрахунків та

ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.		Яреценко		14.01
Перев.		Нестеренко		15.01
Керівн.				
Н. контр.		Васильєв		20.01
Замв.		Орисенко		20.01

Висновки

Лім.	Лист	Листів
Н		

Національний університет
«Полтавська політехніка
імені Юрія Кондратюка»

ефективність запропонованого віброгасника. Встановлено, що зі збільшенням маси вантажу від 70 г до 210 г амплітуда горизонтальних коливань нерухомої рами зменшується з 0,85 мм до 0,66 мм, а вертикальних — з 0,47 мм до 0,38 мм.

Найбільший ефект віброгасіння досягнуто при масі вантажу 210 г, для якої зниження амплітуди горизонтальних коливань становить близько 22 %, а вертикальних — близько 19 % у порівнянні з режимом без віброгасників.

Аналіз похибок вимірювань та довірчих інтервалів показав, що розкид експериментальних даних є незначним, а отримані результати мають статистично значущий характер, що підтверджує надійність експериментальної методики.

Запропоноване технічне рішення відрізняється простотою конструкції, можливістю швидкого налаштування, відсутністю складних вузлів та може бути реалізоване без суттєвих змін існуючих вібраційних машин для ущільнення бетонних виробів.

Практичне впровадження віброгасників на основі пружних пластин із закріпленими вантажами дозволяє знизити динамічні навантаження на нерухому раму та фундамент, підвищити надійність вібраційного обладнання, покращити умови праці обслуговчого персоналу та забезпечити стабільну якість бетонних виробів.

Список літератури

1. Назаренко І.І. Машина і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: Вища шк. Вища шк. 2004. – 590 с.
2. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
3. DOGBONE® Vibration Damper – <https://plp.com/energy/transmission/motion-control/dogbone-vibration-damper>
4. Stockbridge Vibration Damper <https://www.hbjinyong.com/adss-cable-accessories/stockbridge-vibration-damper/>
5. Гасителі серій ГПГ – <http://www.em.dn.ua/arm/zach/gpg-24-11-500a-16-20.html>
6. Maslov A.G. Deep compactor with a concrete mixture laid in a form interaction process investigation / A.G. Maslov, Ja. Batsaikhan, M.M. Nesterenko, T.M. Nesterenko // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – P. 385–389. – DOI: 10.14419 / ijet.v7i4.8.27275.
7. Maslov A.G., Salenko J.S., Maslova N.A. Study of interaction of vibrating plate with concrete mixture // Вісник КНУ імені Михайла Остроградського. – 2011. – Вип. 2 (67). – С. 93–98.
8. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Bondarenko A., Onyshchenko A., Lisnevskiy R., Slyusar V. Determining the influence of higher harmonics of nonlinear technological load in dynamic action systems. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2023. Vol. 4, No. 7 (124). P. 79–88. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285419>

ГМіМ.601МММ.021-00.00.000 ПЗ										
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Список літератури			Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Яреценко			19.01				Н		
Перев.	Нестеренко			19.01						
Керівн.										
Н. контр.	Васильєв			20.01						
Затв.	Орисенко			20.01	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»					

15. Nesterenko M.M. Theoretical studies of stresses in a layer of a light-concrete mixture, which is compacted on the shock-vibration machine / M.M. Nesterenko, T.M. Nesterenko, T.O. Skliarenko // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, № 3.2. – P. 419–424.
16. Азаренков М.О., Гірка В.О., В.І. Лапшин В.І., В.І. Муратов В.І. Теорія коливань та хвиль. Навчальний посібник. – Харків, 2005. – 154 с.
17. Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. – 2003. – №11. – С. 24-28.
18. Бікс Ю.С., Ратушняк Г.С., Коц І.В. Моделювання взаємодії бетонної суміші з прес-формою під час ущільнення // Сучасні технології, матеріали та конструкції у будівництві. – 2011. – № 2. – С. 92–95.
19. Боровець В. М., Шенбор В. С., Беспалов А. С. Визначення кінетичних параметрів елементів вібраційної машини з обертовим пристроєм. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2009. – Вип. 43. – С. 3–7.
20. Василенко Р.О. Вібромайданчики для формування великорозмірних об'ємних залізобетонних виробів / Р.О. Василенко, М.П. Нестеренко // Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2003. – Вип. 13. – С. 182–188.
21. Гриценко І.О. Математичне моделювання процесів ущільнення бетонних сумішей. Харків: ХНУБА, 2019. 178 с.
22. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вібраційна технологія бетону. – Київ : Будівельник, 1991. – 230 с.

23. Давиденко Ю.О. Розробка та дослідження керованої віброплощадки для ущільнення легких бетонів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.02 / Давиденко Юрій Олександрович. – Полтава, 1999. – 181 с.
24. Дідковський В.С., Дрозденко К.С. Основи аналітичної механіки та теорії коливань: підручник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. С. 250.

					ГМiМ.601мММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Піп.	Дата		