

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Пояснювальна записка
До кваліфікаційної роботи магістра

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

**Дослідження параметрів вібраційної установки для
формування трубчастих виробів**

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

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Суханов Віталій Іванович

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. доцент. Васильєв А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Сердюк В.О.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2024 рік

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

**Дослідження параметрів вібраційної установки для
формування трубчастих виробів**

Кваліфікаційна робота магістра

Лист затвердження

ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000 МР

Технологічний контроль к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
„26” 08 2024р.

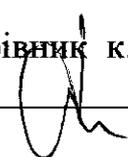
Нормативний контроль к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
„26” 08 2024р.

Розробив студент групи 602-ММв

 В.І. Суханов
„23” 08 2024р.

Керівник к.т.н., доц.

 А.В. Васильєв
„26” 08 2024р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

галузевого машинобудування та мехатроніки

к.т.н., доц.

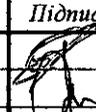
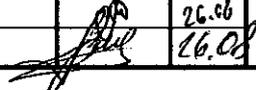
 О.В. Орисенко

Гарант ОП

 М.М. Нестеренко

Полтава – 2024 рік

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
7	A4	ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000А	Анотація	3	
8	A4	ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	72	
9					
10			Документація наукова		
11					
12			Вперше розроблена		
13					
14	A4	ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000ПМ	Дослідження параметрів вібраційної		
15			установки для формування		
16			трубчастих виробів		
17			Презентаційні матеріали		
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

					ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000ВМ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Суханов		23.06	Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Васильєв		26.07		Н	1	1
Н.контр.		Васильєв		26.06	Відомість кваліфікаційної роботи магістра	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Затв.		Орисенко		26.08				

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 _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри галузевого
машинобудування та
мехатроніки

О.В. Орисенко

"20" 03 2024 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
до кваліфікаційної роботи магістра

Суханова Віталія Івановича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

«Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів»
керівник к.т.н., доц Васильєв А.В.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 18 03 2024 № 303/24

1. Строк подання студентом роботи 20 серпня 2024

2. Вихідні дані до роботи Результати практики, Інформація з науково-практичних періодичних видань України, нормативні документи тощо.

Конструктивні схеми.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Огляд вібраційних установок для формування трубчастих виробів

2 Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець при горизонтальному направленні коливань

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

«Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів»
графічні матеріали (10 листів А4)

5. Консультанти розділів роботи

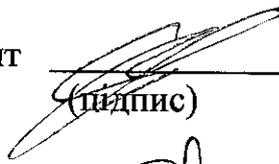
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання 18.03.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз літературних джерел, розрахунки</i>	15.08.2024	
2	<i>Аналітичні та експериментальні дослідження робочого процесу обладнання</i>	15.08.2024	
3	<i>Компонування пояснювальної записки</i>	15.08.2024	
4	<i>Здача готової роботи</i>	15.08.2024	

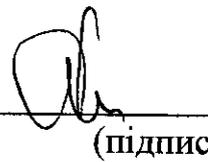
Студент


(підпис)

Віталій СУХАНОВ

(П.І.В)

Керівник роботи


(підпис)

Анатолій ВАСИЛЬЄВ

(П.І.В)

Гарант


(підпис)

Микола НЕСТЕРЕНКО

(П.І.В)

З
Р
П
Ж
Н
2

Анотація

Кваліфікаційна робота магістра на тему: «Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів»

Кваліфікаційна робота магістра на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024

Робота складається з двох розділів.

Вибірка залізобетонних кілець є ключовим елементом у будівництві, що вимагає підвищення якості та продуктивності виробництва. Для вирішення цих завдань запропоновано новий метод, що полягає у застосуванні форми з вертикально розташованим віброзбудником, який складається з двох вібраторів з зсувом фаз. Це забезпечує інтенсифікацію ущільнення бетонної суміші.

У роботі розроблено математичні моделі руху вібросистеми, що дозволяють отримати аналітичні залежності для амплітуд коливань у горизонтальній та вертикальній площинах, а також оцінити енергетичну складову ущільнення бетонної суміші. Основні параметри установки включають амплітуду коливань в горизонтальній площині (0,35–0,70 мм) та у вертикальній площині (0,15–0,20 мм) при частоті коливань 314 Гц.

Розроблено нову віброустановку з двома віброзбудниками, осі дії яких співпадають із віссю форми, що складається з двох напівформ. Установка забезпечує необхідний рух робочого органу під час формування кільця. Дослідження показали, що така установка знижує тиск на контакт суміші з бортами установки на 40–50 % у порівнянні з горизонтальними коливаннями та на 120–140 % у порівнянні з вертикально-направленими коливаннями.

Встановлені закономірності зміни амплітуд горизонтальних коливань в

ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000 А

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат				
Розроб.		Суханов		25.08	Анотація	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Нестеренко				Н		
Керівн.						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.		Васильєв		26.08				
Затв.		Орисенко		26.08				

залежності від часу ущільнення, змушуючої сили та кута зсуву фаз. Зокрема, при ущільненні протягом 60 секунд амплітуда коливань на піддоні форми зменшилась з 0,41 мм до 0,25 мм. Амплітуда коливань збільшується по висоті форми, досягаючи 0,58 мм на верхній частині форми.

Ключові слова: Вібраційна установка, ущільнення бетонної суміші, віброзбудник амплітуда коливань, горизонтальні коливання, вертикальні коливання

Annotation

Master's thesis on the topic: "Study of parameters of a vibratory installation for forming tubular products"

Master's thesis for obtaining the educational and qualification level of Master in specialty 133 Industrial Engineering at the National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk", Poltava, 2024. The work consists of two sections.

The production of reinforced concrete rings is a key component in construction, which requires improvements in product quality and manufacturing productivity. To address these challenges, a new method is proposed involving the use of a mold with a vertically positioned vibratory actuator, consisting of two vibrators with phase shift between their directions of action. This provides an additional effect to intensify the compaction of the concrete mixture.

The thesis develops mathematical models of the vibratory system's motion, which allow obtaining analytical dependencies for the amplitudes of vibrations in the horizontal and vertical planes, as well as assessing the energetic component of concrete mixture compaction. Key parameters of the installation include vibration amplitudes in

					ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

the horizontal plane (0.35–0.70 mm) and in the vertical plane (0.15–0.20 mm) at a vibration frequency of 314 Hz.

A new vibratory installation with two vibrators, whose axes of action coincide with the axis of the mold consisting of two half-molds, has been developed. This installation provides the necessary motion of the working body during ring formation. Studies have shown that this installation reduces the contact pressure of the mixture against the mold walls by 40–50% compared to strictly horizontal vibrations and by 120–140% compared to vertical vibrations.

The patterns of changes in the amplitudes of horizontal vibrations depending on the compaction time, driving force, and phase shift angle are established. Specifically, during a 60-second compaction period, the amplitude of vibrations on the mold pallet decreased from 0.41 mm to 0.25 mm. The amplitude of vibrations increases with the height of the mold, reaching 0.58 mm at the top of the mold.

Keywords: Vibratory installation, concrete mixture compaction, vibratory actuator, vibration amplitude, horizontal vibrations, vertical vibrations

					ГМмаМ 602ММв.041-00.00.000 А	Лист
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

**Дослідження параметрів вібраційної установки для
формування трубчастих виробів**

Пояснювальна записка

Кваліфікаційної роботи магістра

ГМтаМ 602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2024рік

Зміст

Вступ.....	3
Розділ 1: Огляд вібраційних установок для формування трубчастих виробів.....	5
1.2 Вибір технологічного процесу формування кілець і його основних параметрів	6
1.3 Вибір основних параметрів вібраційного процесу формування	11
1.3.1 Вибір частоти коливань	11
1.3.2 Вибір амплітуди коливань	11
1.3.3 Обґрунтування часу формування	12
1.4 Конструктивна схема установки	14
1.5 Визначення геометричних розмірів та маси віброуючої частини віброустановки.....	16
1.7 Розрахунок віброзбуджувача.....	18
1.8 Розрахунок гумометалевих опор.....	21
1.9 Розрахунок та вибір електродвигуна.....	26
1.10 Перевірка часу пуску двигуна.....	27
1.11 Конструювання та розрахунок муфти.....	30
1.12 Розрахунок мінімальної товщини стінок форми та осердя.....	32
1.13 Розрахунок привантажувача.....	34
Розділ 2: Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець при горизонтальному напрямленні коливань	37
2.1 Фізична модель вібраційної дії «віброплощадка-суміш»	37
2.2 Визначення кінетичної енергії системи	38
ВИСНОВКИ.....	49
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	51
Додатки: Презентаційні матеріали за темою «Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів»	

ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ								
	Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Зміст Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
	Розроб.	Суханов			25.08			
	Перев.	Васильєв			26.08			
	Керівник							
	Н. контр.	Васильєв			26.08			
	Затв.	Орисенко			26.08			

Вступ

Вібраційні установки широко застосовуються в різних галузях промисловості, зокрема в будівельній, металургійній та харчовій індустріях, для обробки та формування матеріалів. Однією з ключових сфер використання таких установок є формування трубчастих виробів, де вібрація забезпечує рівномірний розподіл матеріалу та підвищує якість готової продукції. У сучасному виробництві відбувається інтенсивне впровадження адаптивних технологій, спрямованих на покращення параметрів технологічного процесу, що включає оптимізацію конструкцій вібраційних установок.

Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів є важливим завданням, оскільки від ефективності цього процесу залежить не лише якість продукції, але й загальна енергоефективність виробництва. Зокрема, важливими є параметри амплітуди та частоти вібрацій, кути нахилу робочих поверхонь та властивості оброблюваного матеріалу, які впливають на динаміку руху часток та формування виробів.

Метою даної роботи є проведення комплексного дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів, що включає аналіз впливу ключових параметрів на ефективність та стабільність процесу. Результати дослідження дозволять розробити рекомендації щодо оптимізації технологічного процесу, спрямованого на зниження виробничих витрат та підвищення якості готових трубчастих виробів.

Відбудова України після війни є одним з найважливіших національних пріоритетів, що вимагає швидкого та ефективного використання ресурсів і технологій. Зруйнована інфраструктура, житлові будівлі, промислові об'єкти та транспортні комунікації потребують масштабних ремонтних та будівельних робіт, що зумовлює високий попит на сучасні будівельні технології. У цьому

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Суханов			23.05		Н	3	
Перев.	Васильєв			28.05				
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			26.06				
Затв.	Орисенко			26.08				
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

контексті, вібраційні технології набувають особливого значення, оскільки вони дозволяють прискорити процеси будівництва, підвищити якість конструкцій і знизити витрати на матеріали та енергію.

Вібраційні установки для формування трубчастих виробів мають суттєвий потенціал у сфері відбудови інфраструктури. Наприклад, труби, виготовлені з використанням вібраційних методів, відзначаються високою міцністю, однорідністю та довговічністю, що робить їх ідеальними для відновлення водопостачання, каналізаційних систем, а також для прокладки нових інженерних комунікацій. Використання вібраційних технологій сприяє досягненню високої продуктивності виробництва, що є критично важливим в умовах великих обсягів робіт та необхідності швидкої відбудови.

Крім того, вібраційні технології активно застосовуються для ущільнення бетонних сумішей, укладання дорожніх покриттів, а також для виготовлення збірних залізобетонних елементів, які можуть бути швидко змонтовані на будівельних майданчиках. Це дозволяє суттєво знизити трудові витрати та скоротити терміни будівництва, що є важливим фактором для швидкої відбудови зруйнованих регіонів України.

Використання вібраційних будівельних технологій також відповідає принципам сталого розвитку, оскільки дозволяє зменшити витрати на матеріали та енергію, а також знизити екологічне навантаження за рахунок використання місцевої сировини та відновлюваних матеріалів. Таким чином, інтеграція вібраційних технологій у процес відбудови України не лише прискорить відновлення зруйнованих об'єктів, але й забезпечить довгострокову надійність та ефективність нової інфраструктури, що відповідає сучасним стандартам якості та безпеки.

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

Розділ 1: Огляд вібраційних установок для формування трубчастих виробів

Розвиток вібраційних технологій у виробничих процесах відкриває нові можливості для підвищення ефективності формування трубчастих виробів. Ці установки забезпечують покращення технологічних показників, таких як рівномірність розподілу матеріалу, щільність та структурна цілісність кінцевого продукту. У сучасній промисловості важливо враховувати різноманітні фактори, що впливають на процес формування труб, включаючи параметри вібрації, фізико-механічні властивості матеріалів, а також конструктивні особливості обладнання.

Основними параметрами вібраційних установок є частота та амплітуда вібрації, кут нахилу робочої поверхні, а також режим подачі матеріалу. Кожен з цих параметрів суттєво впливає на кінцеву якість трубчастих виробів, зокрема на однорідність їх структури та стійкість до механічних навантажень. У цьому розділі проведено детальний аналіз конструкцій та функціональних характеристик вібраційних установок, а також розглянуто основні підходи до оптимізації параметрів вібраційного процесу для забезпечення високої якості та продуктивності виробництва.

Окрему увагу приділено розгляду існуючих конструкцій вібраційних установок та їх розвитку в контексті сучасних технологічних вимог. Також досліджено способи підвищення ефективності процесу за рахунок використання адаптивних систем управління, які дозволяють автоматично налаштовувати параметри вібрації відповідно до умов виробництва.

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Огляд вібраційних установок для формування трубчастих виробів	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Суханов			22.08		Н	5	
Перев.	Васильєв			22.08		Национальный университет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			22.08				
Затв.	Орисенко			26.08				

Аналіз літературних джерел та результатів практичних досліджень дозволив виявити основні тенденції у розвитку вібраційних технологій для формування трубчастих виробів, а також визначити перспективні напрями подальших досліджень у цій галузі.

1.2 Вибір технологічного процесу формування кілець і його основних параметрів

Вироби для колодязів повинні виготовлятися відповідно до ДСТУ Б В.1.6

–106:2010 «Конструкції бетонні і залізобетонні для колодязів каналізаційних, водопровідних і газопровідних мереж» Вироби залізобетонні для оглядових колодязів водопровідних і каналізаційних мереж" із бетону марки 200, клас міцності Б15 жорсткістю не менше 25 с.

Запропонована технологія виготовлення залізобетонних кілець на проектуваному полігоні складається з наступних операцій:

– Готування бетонної суміші.

–Подача бетонної суміші баддею на формувальний пост козловим краном вантажопідйомністю 50 кН.

–Вивантаження суміші в прийомний бункер бетоноукладальника рис. 1.1.

–Виготовлення арматурних сіток, що включають їх розкрий із товарних сіток $\frac{200/200/Б15}{1700}$ за ГОСТ 8478–81, або виготовленні з арматурного

дроту $\varnothing 5$ мм шляхом зварювання на багатоелектродних або однокрапкових зварювальних машинах, Розкросні або виготовлені арматурні сітки

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

пропускають на валках і транспортуються на пост формування, де безпосередньо перед установкою у форму кінці сітки зв'язують дротом. Щаблі МН1 виготовляються з арматурного дроту А ІІ (16 мм), Розміри сіток для армування залізобетонних кілець необхідно приймати відповідно до [1].

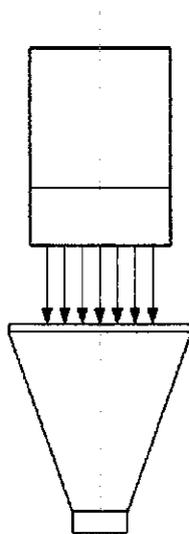


Рисунок 1.1 –Завантаження бетоноукладальника

–Подача невеликої порції (біля 30 мм по висоті) бетонної суміші у форму й установка арматурної сітки (рис. 1.1.).

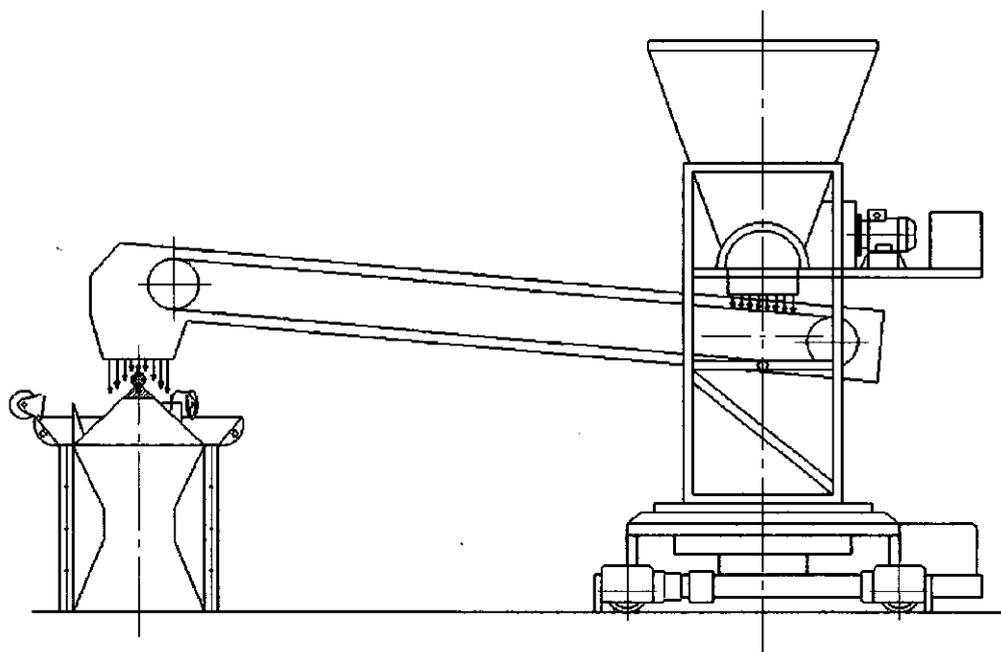


Рисунок 1.2 – Завантаження форми бетоном

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

7

–При необхідності формування кільця з отворами під щаблі вставляються заставні стержні. Дренажні отвори формуються за допомогою установки у форму дерев'яних форм.

–Включення вібропривода і подача іншої порції бетону.

–Вібраційне формування кільця(рис 1.3).

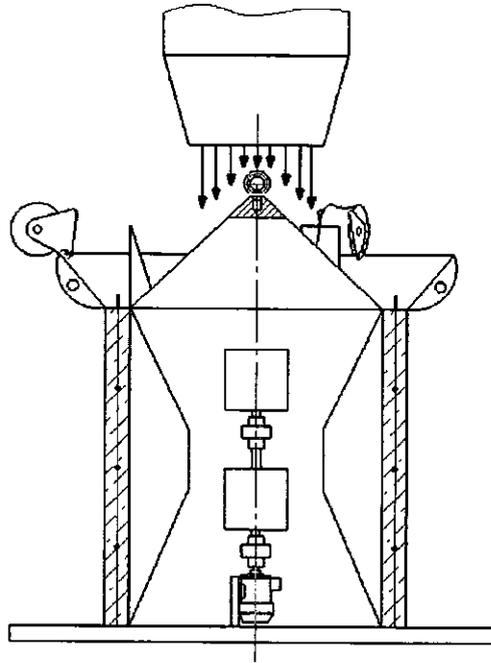


Рисунок 1.3 – Вібраційне формування

–Загладжування верхньої поверхні кільця й установка привантажа забезпечуючи при цьому збіг петель для підняття кільця з отворами в привантажі (рис 1.4).

–Вібраційне формування кільця з привантажем.

–Виймання привантажа з форми й установка його на землі в призначеному місці.

–Захоплення зовнішньої опалубки краном і перенос її разом із осердям і свіжоотформованим кільцем у пропарювальну камеру або на місце природного твердіння (рис 1.5).

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

8

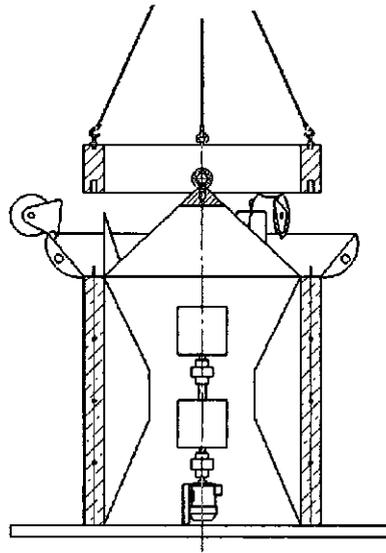


Рисунок 1.4 – Встановлення привантажувача

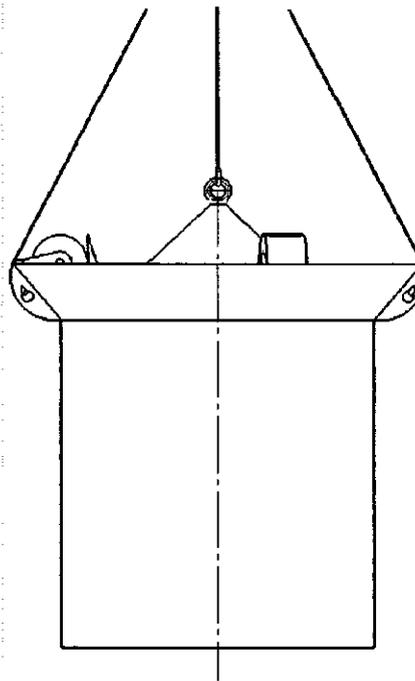


Рисунок 1.5 – Транспортування форми

- Висмикування осердя
- Зняття зовнішньої опалубки (якщо були закладені заставні стержні то їх необхідно витягти до зняття опалубки).

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

9

-Перенос форми назад на пост формування (одночасно осердя й опалубки).

-Час твердіння в природних умовах не менше 24 годин, у пропарювальній камері не менше 16 годин, причому камеру перед установкою свіжоотформованого кільця прогрівають.

Сполучення операцій висмикування осердя і підняття опалубки, а також їхній спільний перенос досягається за рахунок різниці в довжині строп (рис. 1.6).

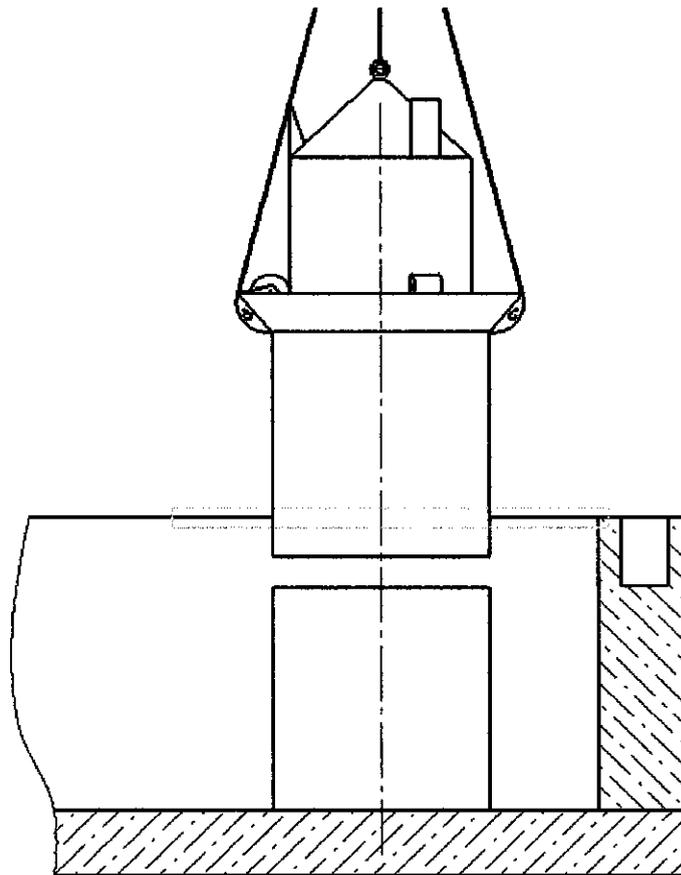


Рисунок 1.6 – Схема сполученого переносу

Розглянутий вплив технології виготовлення залізобетонних кілець відрізняється головним чином методом формування, для котрого необхідно задатися рядом параметрів.

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

1.3 Вибір основних параметрів вібраційного процесу формування

Для розрахунку віброформовочної установки необхідно задатися частотою вібраційних коливань f (Гц), амплітудою вібропереміщень a (мм), і як визначальним чинником розрахунку продуктивності праці – часом формування.

1.3.1 Вибір частоти коливань

Вибір оптимальної частоти коливань залежить від жорсткості бетонної суміші, що ущільнюється.

Відповідно до [2, табл. 7.4.] тонкостінних виробів із товщиною шару суміші $h = 0,1 \dots 0,3$ м частота, що рекомендується, $n = 2800 \dots 3000$ об/хв, що відповідає $f = 48 \dots 50$ Гц.

Виходячи з жорсткості бетонної суміші частота коливань, що рекомендується, для сумішей жорсткістю $5 \dots 30$ с дорівнює $\omega = 260 \dots 620$ с⁻¹ [1, ст. 60].

Виходячи з конструктивних особливостей приводу, тобто відсутність передачі від електродвигуна до вала дебалансного вібробуджувача, приймаємо частоту коливань рівну $n = 2800$ об/хв, як частоту обертання асинхронного двигуна із синхронною частотою обертання 3000 об/хв.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 2800}{30} = 293 \quad (1.1)$$

1.3.2 Вибір амплітуди коливань

По рекомендаціях [2, табл. 9.1] для ущільнення жорстких бетонних сумішей при висоті шару, що ущільнюється $h = 50 \dots 100$ мм і частоті коливань $\omega = 260 \dots 360 \text{ с}^{-1}$ амплітуда, що рекомендується $a = 0,1 \dots 0,35$ мм.

Однак, зважаючи на те, що по товщині бетонна суміш знаходиться між двома опалубками при вібраційному формованні буде мати місце відбиток коливань від зовнішньої опалубки.

Сприятливе розташування формуемого виробу щодо вібробуджувача дає можливість незначно знизити амплітуду коливань до $a = 0,25$ мм, що у свою чергу позначиться на зниженні змушуючої сили і потужності приводу.

Максимальне прискорення коливань робочого органа формувальної машини (інтенсивність їхніх прискорень) $\eta, \text{м} / \text{с}^2$ дорівнює:

$$\eta = a \cdot \omega^2 = 0,00025 \cdot 293^2 \approx 20 \quad (1.2)$$

1.3.3 Обґрунтування часу формування

Процес ущільнення бетонної суміші можна умовно підрозділити на наступні стадії.

Перша стадія характеризується утворенням суцільного середовища з рихлонасіпаної бетонної суміші. При цьому здійснюється взаємна перестановка великих і дрібних часток заповнювача з утворенням макроструктури бетону – його структурного каркаса. Тривалість першої стадії залежить від вихідної легкокладальності бетонних сумішей; для жорстких сумішей час першої стадії складає [2, ст. 6]:

$$t_1 = (0,5 \dots 1,0) \cdot Ж \quad (1.3)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

12

де Ж –жорсткість бетону обумовлена за ГОСТ 10181.0–81

По технічному завданню Ж = 2,5 с.

Виходячи з малої товщини шару бетону і несприятливих умов проходження суміші у формі (мала товщина суміші і наявність арматурної сітки).

На другій стадії відбувається подальше зближення часток заповнювача між собою і видалення деякої частини повітря, що залишилося. Тривалість другої стадії [2, ст. 6]:

$$t_2 = (1,0 \dots 4,0) \cdot Ж \quad (1.4)$$

По зазначеним вище причинах беремо максимальний час $t_2 = 4,0 \cdot Ж = 4,0 \cdot 25 = 40$ с. Жорсткі суміші доущільнюються за умови додаткового обтиснення, тобто з привантажем, час ущільнення з привантажем дорівнює:

$$t_3 = (1,0 \dots 2,0) \cdot Ж = 1,5 \cdot 25 = 40 \quad (1.5)$$

Тоді повний час вібраційного впливу на бетон t, хв.

$$t = 25 + 100 + 40 = 165 \text{ с} = 2,75 \quad (1.6)$$

Даний час формовання не є визначальним і повинен коректуватися спробним бетонуванням до досягнення визначеної якості продукції.

Оцінка інтенсивності вібраційного впливу по питомій потужності коливань дозволяє перевірити параметри нової віброформовочної машини виходячи з основної залежності, що зв'язує питому роботу, вироблену

машиною з легкокладальністю суміші вираженою питомою роботою ущільнення [2, ст, 8]:

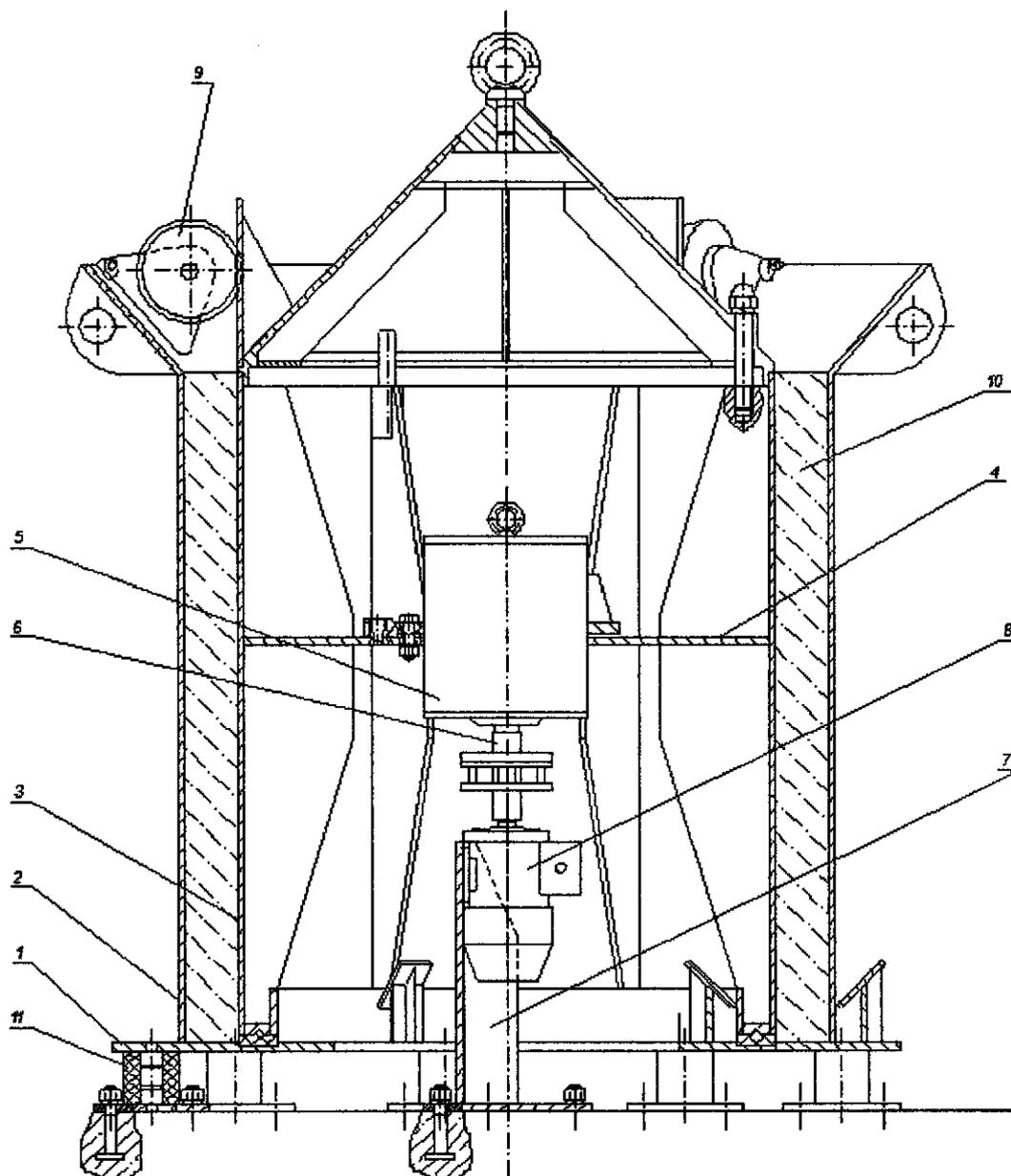
$$\bar{W} = \bar{P} \cdot t \quad (1.7)$$

де t – необхідна тривалість вібрування, с.

При відсутності лабораторних даних можна використовувати [1, табл. 7.3], де приведені орієнтовані значення W . Для сумішей жорсткістю 21...30 с, $\bar{W} = 400...800 \text{ м}^2 / \text{с}^2$. Приймавши середнє значення $\bar{W} = 600 \text{ м}^2 / \text{с}^2$, знаходимо питому потужність коливань $\bar{P} = \frac{600}{165} = 3,6 \text{ м}^2 / \text{с}^2$, що більше мінімально припустимої $P = 2,0$ [2, табл, 7.3].

1.4 Конструктивна схема установки

Конструктивно вібраційна установка (рис. 1.7) складається із нерухомої та рухомої частин, з'єднаних за допомогою пружних гумометалевих опор, встановлених рівномірно на фундаменті по колу в плані . Рухома частина являє собою осердя, в середині якого за допомогою діафрагми закріплено віброзбуджувач із вертикальним валом та двома дебалансами. Концентрично до осердя встановлена зовнішня опалубка.



1 - сонова; 2 - зовнішня опалубка; 3 - вібросердя; 4 - діафрагма; ; 5 - вібробуджувач; 6 - муфта; 7- підмоторна рама; 8 - електродвигун; 9 – ролик ; 10 - бетонна суміш; 11 - пружна опора.

Рисунок 1.7 – Конструктивна схема вібраційної установки для формування залізобетонних кілець.

Дебалансний вал приводиться у обертальний рух від електродвигуна змінного струму, який встановлено на підмоторній рамі і ізолювано від частин установки, які коливаються, за допомогою пружної муфти.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп. Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

15

Вібробуджувач генерує просторові коливання , які передаються через кільцеву діафрагму віброосердю , а потім бетонній суміші і зовнішній опалубці . Під дією цих коливань, а також ваги самої бетонної суміші, вона швидко і якісно ущільнюється , створюючи при цьому виріб заданої форми .

Зовнішня опалубка виготовляється у вигляді нероз'ємного циліндра , діаметром 840 ± 1 мм. Опалубка має дві проушини для транспортування форми.

Віброосердя виконано у вигляді циліндра діаметром 700 мм , з закріпленою болтами конусоподібною кришкою на вершині якої укрупнений рим-болт. В середині віброосердя встановлено кільцева діафрагма і 6 верхніх і 6 нижніх ребер жорсткості.

1.5 Визначення геометричних розмірів та маси віброуючої частини віброустановки.

В основу конструкції вібраційних машин уніфікованого ряду покладена запропонована вище конструктивна схема (рис. 1.7). яка є однаковою для всіх типорозмірів даних машин.

Геометричні розміри робочого органа машини для виготовлення стінових залізобетонних кілець типу КС (рис. 3.2). визначають в залежності від геометричних розмірів виробу, який формується, (табл. 3.1).

Загальну масу частин вібраційної машини та бетонної суміші, які знаходяться у коливальному русі, можна знайти. як:

$$m_3 = \alpha m_{\sigma} + m_{\phi} + m_{\nu} \quad (1.8)$$

де α - коефіцієнт приєднаної маси, який звичайно приймають в межах $\alpha = 0,25 \dots 0,4$ [5.13] ($\alpha = 0,25$ - для пластичних малоармоіаних сумішей, $\alpha = 0,4$ - для жорстких сумішей при великому насиченні арматурою):

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

m_{ϕ} - маса форми, яка складає $m_{\phi} = (0,6... 1,0)m_{\delta}$

$m_{\text{в}}$ - маса віброуючих частин робочого органа машини, яка для вібромашин із віброосердям складає $m_{\text{в}} = (0,1...0,4)(m_{\delta}+m_{\phi})$;

m_{δ} - маса бетонної суміші, яка, в свою чергу, визначається як:

Таблиця 3.1 – Основні розміри стінових залізобетонних

Позначення	Внутрішній діаметр, d_i , мм	Зовнішній діаметр, d_e , мм	Висота, h , мм
КС 7.3	700	840	290
КС 7.9			890
КС 10.3	1000	1160	290
КС 10.6			590
КС 10.9			890
КС 13.9	1250	1410	890
КС 15.6	1500	1680	590
КС 15.9			890
КС 20.6	2000	2200	590
КС 20.9			890
КС20. 12			1190
КС25.12	2500	2700	1190

$$m_{\delta} = \rho S h, \quad (1.9)$$

де ρ - щільність бетонної суміші $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$;

h - висота виробу;

S - площа перерізу виробу, яка для виробів трубчастої форми складає:

$$S = \pi(R^2 - r^2), \quad (1.10)$$

де R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси, трубчастого виробу., м.

$$S = 3,14(0,42^2 - 0,35^2) = 0,169 \quad (1.11)$$

$$m_6 = 2800 \cdot 0,169 \cdot 0,89 = 420 \quad (1.12)$$

$$m_\phi = 0,8 \cdot 420 = 252 \quad (1.13)$$

$$m_b = 0,2(252 + 420) = 134 \quad (1.14)$$

$$m_3 = 0,4 \cdot 420 + 252 + 134 = 554 \quad (1.15)$$

1.7 Розрахунок віброзбуджувача.

Проектування та розрахунок віброзбуджувача передбачає визначення необхідного статичного моменту дебаланса, вибір підшипників дебалансного вала та конструкції підшипникових вузлів, конструювання вала, розрахунок дебаланса. Такий розрахунок виконується наступним чином:

Загальноприйнято (наприклад. [12]) визначати статичний момент дебаланса як $m_0 e = m_3 a$

де $m_0 e$ - відповідно маса і ексцентриситет дебаланса;

m_3 - загальна маса частин вібраційної машини, які знаходяться у коливальному русі;

a - амплітуда вібропереміщень робочого органа.

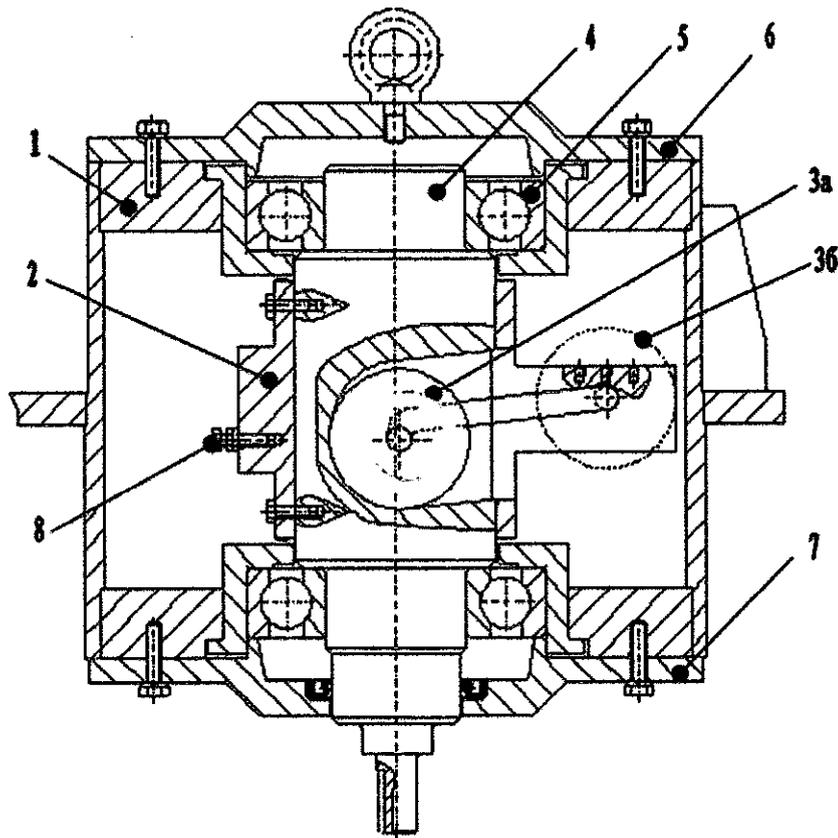
Знаючи статичний момент дебаланса знаходимо величину максимальної змушуючої сили:

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

$$F_0 = m_0 e \omega^2 . \quad (1.16)$$

Надійна і безвідмовна робота вібраційної машини протягом періоду експлуатації в значній мірі залежить від правильного вибору підшипників дебаланеного вала, оскільки вони працюють у найбільш несприятливих умовах. За літературними даними [11-12], до негативних факторів, які скорочують термін експлуатації підшипників; можна віднести: значні інерційні навантаження, спричинені коливаннями підшипників разом із рухомою частиною машини, високі частоти обертання, забрудненість навколишнього середовища, підвищені робочі температури, та ін.

Крім того, має місце спрацювання підшипників при переході через резонанс при пуску та зупинці машини. Як показано у роботі [4], один перехід через резонанс у прямому і зворотному напрямках еквівалентний приблизно ста годинам роботи машини у сталому режимі. Конструкція віброзбуджувача, запропонованого у даній роботі, дозволяє позбавитись негативного фактору зносу підшипників при переході через зону резонанса у прямому напрямку



1-корпус; 2-дебаланс; 3-ролик дебаланса; 4-вал; 5-підшипник; 6-кришка верхня; 7-кришка нижня.

Рисунок 1.3— Схема вібробуджувача :

Вібробуджувач складається з корпусу 1 , верхньої та нижньої кришок 6,7, вала 4, у якому прорізаний паз для ролика 3, дебаланса 2 , регулювального гвинта 8.

Вібробуджувач працює наступним чином . У стані спокою ролик 7 знаходиться у положенні *a* , Вісь ролика зміщена на 2 мм відносно вісі вала вібробуджувача . При пуску двигуна, на ролик діє відцентрова сила, яка відкидує його у крайнє положення *b* після того, як частота обертання вала досягне значення близького до номінального . Після зупинки вала приводного двигуна , ролик повертається у вихідне положення під дією сили тяжіння по канавці , яка нахилена під кутом 6°

Підрахуємо необхідну вимушуючу силу F_0, H .

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

20

$$:F_0 = m_0 e \omega^2 = m_3 a \omega^2 = 554 \cdot 0,00025 \cdot 293^2 = 11847 \quad (1.17)$$

Визначимо необхідну масу ролика 7 при конструктивно заданому ексцентриситеті дебаланса: $e = 105 \text{ мм}$

$$m_0 = \frac{m_3 a}{e} = \frac{0,138}{0,105} = 1,3 \quad (1.18)$$

Для зменшення габаритів дебаланса, а, як слідство і самого вібробуджувача, виконуємо ролик із свинця (густина $\rho = 11300 \text{ гк/м}^3$), товщиною $t = 30 \text{ мм}$. Підрахуємо діаметр ролика

$$d = 2 \sqrt{\frac{m}{\rho \pi t}} = 2 \sqrt{\frac{1,3}{11300 \cdot 3,14 \cdot 0,03}} = 0,07 \quad (1.19)$$

1.8 Розрахунок гумометалевих опор.

Пружні опори у машинах зарезонансного типу додатково виконують роль амортизаторів. У якості пружних елементів використовують сталеві пружини, гумометалеві опори, пневмобалони із гумокордної тканини, пластинчасті ресори. Найкраще зарекомендували себе гумометалеві опори, які викопують у вигляді циліндричних, або призматичних елементів. Переваги таких опор у порівнянні з пружинними полягають у суттєвому зменшенні маси, підвищенні довговічності за рахунок відсутності частин, що труться, а також в ефективнішому гашенні вібрації за рахунок внутрішнього тертя гуми.

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		21

Для виготовлення гумометалевих опор використовують гумові суміші на основі натурального або синтетичного каучуку з домішками. Механічні властивості гумових виробів змінюються в залежності від співвідношення домішок: допустимі напруження при статичному тискові - від 80 до 250 Н·м², а твердість від 30 до 70 одиниць за Шором.

Жорсткість пружних опор повинна забезпечувати стійкий режим зарезопансних коливань робочого органа, надійну віброізоляцію фундаменту, а також надійну стійкість всієї машини. Досвід експлуатації вібраційних машин [127] показав, що дані вимоги виконуються у випадку, коли між частотами вільних і вимушених коливань витримуються співвідношення:

$$\omega_0^2 \leq \omega / 3,5; \quad \omega_0^6 \leq \omega / 1,5 \quad (1.20)$$

де ω_0^2 - частота власних коливань робочого органа вібромашини в горизонтальній площині;

ω_0^6 - частота власних коливань робочого органа вібромашини у вертикальній площині;

ω - частота вимушених коливань системи.

$$\begin{aligned} \omega_0^2 &= 293 / 3,5 = 83,7 \text{ c}^{-1}; \\ \omega_0^6 &= 293 / 1,5 = 195,3 \text{ c}^{-1}. \end{aligned} \quad (1.21)$$

Сумарна жорсткість пружних опор h_{on} , м. відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах визначиться як

$$C_2 = (\omega_0^2) m_3 ; \quad (1.22)$$

$$C_6 = (\omega_0^6) m_3 . \quad (1.23)$$

де m_3 - загальна маса частин вібраційної машини та бетонної суміші, які знаходяться в коливальному русі.

$$\begin{aligned} C_2 &= 83,7 \cdot 554 = 46369 ; \\ C_6 &= 195,3 \cdot 554 = 108196. \end{aligned} \quad (1.24)$$

Таким чином жорсткість однієї опори у відповідних напрямках, C_1 , Н/м.:

$$C_1 = \frac{C}{n} \quad (1.25)$$

де n - кількість опор.

$$C_1 = \frac{108196}{9} = 12021 \quad (1.26)$$

Статичне вертикальне навантаження F_{on} , 615 Н. на одну опору складає:

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

$$F_{on} = \frac{mg}{n} \quad (1.27)$$

$$F_{on} = \frac{554 \cdot 10}{9} = 615 \text{ .} \quad (1.28)$$

Площу поперечного перерізу опори S_{on} , м^2 , знайдемо як;

$$S_{on} = \frac{F_{on}}{[\sigma]} \quad (1.29)$$

де $[\sigma] = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ - допустиме напруження гуми на стиск [7].

$$S_{on} = \frac{615}{0,8 \cdot 10^6} = 0,000769 \quad (1.30)$$

Висота гумового елемента складатиме

$$h_{on} = \frac{E_D S_{on}}{C_1} \quad (1.31)$$

де E_D - динамічний коефіцієнт пружності опори, значення якого залежить від твердості гуми за Шором [1]. $E_D = (1,5 \dots 2,0) \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$

$$h_{on} = \frac{1,8 \cdot 10^6 \cdot 0,000769}{12021} = 0,08 \text{ .} \quad (1.32)$$

В роботі [8] відзначено, що до недоліків гумометалевих опор слід віднести велику кількість металевих елементів і кріпильних болтів, які збільшують металоємність і трудомісткість їх виготовлення. Тому в даній роботі запропоновано використовувати пружні гумово металеві опори з безболтовим з'єднанням гумово-тканинних елементів, які являють собою відрізки недефіцитних напірних шлангів відповідних діаметрів.

Конструктивно опору доцільно виконувати у вигляді порожнистого циліндра [8] (рис, 3.3). Наявність отвору в середній частині підвищує піддатливість та тепловіддачу.

Зовнішній діаметр D , м, пружного елемента опори:

$$D = \sqrt{\frac{4S_{on}}{\pi} + d^2} \quad (1.33)$$

де d - внутрішній діаметр циліндра.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,69 \cdot 10^{-4}}{3,14} + 0,03^2} = 0,05. \quad (1.34)$$

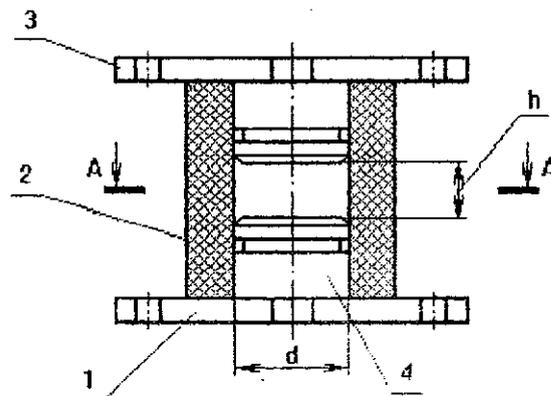


Рисунок 1.4 – Циліндрична гумометалева пружна опора:

1 - нижня основа; 2 - гумовий елемент; 3 — верхня основа; 4- втулки.

1.9 Розрахунок та вибір електродвигуна.

Із якості приводного двигуна на запропонованій установці передбачається встановити електродвигун змінного струму з короткозамкнутим ротором загальнопромислового призначення серії 4А [12]. На основі аналізу ряду робіт [13-14] присвячених питанню визначення необхідної потужності приводного двигуна вібраційної установки, можемо зробити висновок, що потужність двигуна при роботі віброзбуджувача в установленому режимі витрачається на підтримання коливань рухомої частини та подолання сил опору в підшипниках дебалансного вала. Також необхідно відмітити, що конструкція віброзбуджувача, запропонованого у даній роботі, дозволяє вибрати двигун меншої потужності, оскільки при розгоні двигуна коливання відсутні. Це зменшує момент інерції мас, що обертаються, що, своєю чергу, приводить до зменшення часу пуску двигуна.

Враховуючи вищесказане необхідну потужність електродвигуна визначаємо за формулою.

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta_m}, \quad (1.35)$$

де N_1 - потужність, необхідна для підтримання коливань, яка рівна [72]:

$$N_1 = \frac{1}{2} F_0 x_0 \omega; \quad (1.36)$$

N_2 - потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в підшипниках дебалансного вала, кВт.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

26

$$N_2 = \frac{1}{2} F_0 \mu d_u \omega \quad (1.37)$$

де μ - коефіцієнт тертя в підшипниках; визначається в залежності від типу підшипника $\mu=0,0015$ [5,табл 21]

d_u - діаметр внутрішнього кільця підшипника по доріжці кочення
 $d_u=42\text{мм}$

η_m - механічний ККД привода $\eta_m = 0,68$.

$$N_1 = \frac{1}{2} 11847 \cdot 0,105 \cdot 293 = 0,18;$$

$$N_2 = \frac{1}{2} 11847 \cdot 0,0015 \cdot 0,042 \cdot 293 = 0,006; \quad (1.38)$$

$$N = \frac{0,18 + 0,006}{0,68} = 0,254.$$

За розрахунковим значенням потужності вибираємо асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором серії 4ААМ56В2ЕЭ , з номінальною потужністю $N_{ном}=0,25$ кВт і частотою обертання $n_{ном}=2800$ об/хв.

1.10 Перевірка часу пуску двигуна.

Для запобігання перегріву двигуна , час розгону віброзбуджувача не повинен перевищувати 4 с.

Звичайно час пуску визначають за наступною формулою

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

$$t = \frac{J\omega^2}{(M_{сн} - M_{ном})\eta}, \quad (1.39)$$

де J - момент інерції мас, які обертаються, приведений до вала електродвигуна, рівний

$$J = \sum_{i=1}^k m_i R_i, \quad (1.40)$$

де $m_i R_i$ - відповідно маса та радіус інерції частин привода, які обертаються разом з валом електродвигуна. Сюди можна віднести муфту, дебалансний вал, дебаланс, маси частин підшипників, які знаходяться у обертальному рухові;

$$J = J_{вала} + J_{деб} + J_M. \quad (1.41)$$

Де $J_{вала}$ - момент інерції дебалансного вала, кг · м²);

$J_{деб}$ - момент інерції дебаланса, кг · м²);

J_M - момент інерції муфти, кг · м²).

$$J_{вала} = \rho\pi \cdot r_0^2 \cdot l \cdot R_0^2 / 2 = 7850 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,35 \cdot 0,05^2 / 2 = 99,9 \cdot 10^{-4} \quad (1.42)$$

$$J_{деб} = \rho\pi \cdot (r_d - r_0)^2 \cdot l \cdot R_0^2 / 2 = 7850 \cdot 3,14 \cdot (0,06 - 0,05)^2 \cdot 0,13 \cdot 0,06^2 / 2 = 19,2 \cdot 10^{-4} \quad (1.43)$$

$$J_M = \rho\pi \cdot r_M^2 \cdot l \cdot R_M^2 / 2 = 7850 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 0,03 \cdot 0,06^2 = 44 \cdot 10^{-4} \quad (1.34)$$

$$J = (99,9 + 19,2 + 44) \cdot 10^{-4} = 163,1 \cdot 10^{-4} \quad (1.35)$$

ω - кутова швидкіс обертання вала електродвигуна;

M_{cp} - середньопусковий момент, рівний

$$M_{cp} = \frac{(\psi_{max} + \psi_{min})M_{ном}}{2}, \quad (1.36)$$

де $\psi_{max} = \frac{M_{п.мах}}{M_{ном}}$; $\psi_{min} = \frac{M_{п.мін}}{M_{ном}}$ - відповідно кратність

максимального та мінімального пускових моментів;

$M_{п.мах}$, $M_{п.мін}$, $M_{ном}$ - відповідно максимальний, мінімальний та номінальний моменти електродвигуна.

По каталогу $\psi_{max} = \frac{M_{п.мах}}{M_{ном}} = 2,2$; $\psi_{min} = \frac{M_{п.мін}}{M_{ном}} = 1,2$

Номінальний момент, (Н·м), можна розраховувати за формулою

$$M_{ном} = 9750 \frac{N}{n}, \quad (1.37)$$

де N - номінальна потужність електродвигуна (Вт);

n - номінальна частота обертання ротора (об /хв);

η - ККД приводу ($\eta=0,75 \dots 0,85$).

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		29

$$M_{\text{ном}} = 9750 \frac{250}{2800} = 870,5 \quad (1.38)$$

$$M_{\text{сн}} = \frac{(2,2 + 1,2)870,5}{2} = 1479,8 \quad (1.39)$$

$$t = \frac{163,1 \cdot 10^{-4} 293^2}{(1479,8 - 870,5)0,8} = 2,1 \quad (1.40)$$

1.11 Конструювання та розрахунок муфти.

Враховуючи особливості умов роботи муфти, до неї ставляться наступні вимоги:

1. Муфта повинна компенсувати радіальне зміщення валів електродвигуна та дебалансного вала в межах $\Delta r \approx 1 \dots 6$ мм, перекис осей $\alpha \approx 1 \dots 6^\circ$.
 повздовжні зміщення $\Delta a \approx 5 \dots 8$ мм. Такі параметри приймають за умови забезпечення необхідної величини вібропереміщень рухомої частини віброустановки, а також зміщення валів внаслідок перекосу та просідання віброосердя при завантаженні форми бетонною сумішшю.

1. Муфта повинна мати високі демпфіруючі властивості для гасіння вібрації, яка виникає при роботі віброустановки.

3. Муфта повинна бути компактною, простою у виготовленні. дозволяти швидко рознімати вали при розбиранні та складанні віброустановки.

Найбільш повно даним вимогам відповідають пружні муфти із суцільним гумовим елементом [135].

Габаритні розміри муфти визначають розрахунковим шляхом. Діаметр муфти по осям пальців:

$$D \approx 3d_v \quad (1.41)$$

де d_v - діаметр вала.

$$D \approx 3 \cdot 20 \approx 60 \text{ (мм)}.$$

Товщина гумового елемента з урахуванням можливого осьового зміщення валів, мм:

$$h' = (0,22 \dots 0,33)D + \Delta a = 0,33 \cdot 60 + 5 = 25. \quad (1.42)$$

Діаметр пальців півмуфти розраховують з умови забезпечення до пустимих значень напружень гуми на зминання $[\sigma_{зм}] = 1,8 \dots 2$ МПа:

$$\frac{2T \cdot K}{d_n l z D} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (1.43)$$

Звідки діаметр пальця

$$\frac{2T \cdot K}{[\sigma_{зм}] l z D} \leq d_n \quad (1.44)$$

де T - крутний момент, що передається муфтою, який приймаю рівним максимальному моменту електродвигуна $T = M_{\max} = 1900$ (Н·м);

K - коефіцієнт динамічності; для приводу з асинхронним електродвигуном рівний $K = 2,3 \dots 5$;

l - довжина робочої частини пальця, $l = 0,025$ м;

z - кількість пальців півмуфти ведучого вала $z = 8$;

$$d_n = \frac{2 \cdot 1900 \cdot 2,5}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,025 \cdot 8 \cdot 0,06} = 0,015 . \quad (1.45)$$

З'єднання півмуфт з валами двигуна та вібробудника коливань виконують шпонковим з фіксацією півмуфт на валу за допомогою винтів.

Для підвищення довговічності гумовий елемент муфти охоплюють бандажем у вигляді металевого кільця. Для зменшення матеріаломісткості гумового елемента, в його середній частині виконують отвір і зміцнюють його металевою тонкостінною втулкою. Матеріалом для виготовлення елемента можуть бути гуми на основі натуральних та синтетичних каучуків.

1.12 Розрахунок мінімальної товщини стінок форми та осердя.

Мінімальну товщину стінки форми та осердя можна визначити, користуючись розрахунками із теорії тонкостінних оболонок [136], які знаходяться під дією внутрішнього тиску.

За внутрішній тиск [72] у даному випадку слід приймати динамічний тиск бетонної суміші на стінки форми, Па:

$$P = \rho h a \omega^2, \quad (1.46)$$

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		32

де ρ - щільність бетонної суміші на кінцевій стадії ущільнення $\rho=2400$ кг/м³;

h - висота виробу;

a - амплітуда коливань робочого органа віброустановки;

ω - кутова частота коливань.

$$P = 2400 \cdot 0,89 \cdot 0,00025 \cdot 293^2 = 45843 \quad (1.47)$$

За четвертою гіпотезою міцності товщина стінки форми та осердя складає

$$t = \frac{0,86PR}{\sigma_{адм}}, \quad (1.48)$$

де P - динамічний тиск бетонної суміші:

R - радіус форми;

$\sigma_{адм}$ - допустиме значення нормального напруження, МПа:

$$\sigma_{адм} = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (1.49)$$

де σ_T - межа текучості матеріалу, яка для Ст 3 кп рівна $\sigma_T = 235$ МПа;

n - коефіцієнт запасу міцності, який рівний $n = n_1 n_2 n_3$,

де n_1 - коефіцієнт, який враховує неточність у визначенні навантажень і напружень. При підвищеній точності розрахунків діючих напружень він приймається $n_1 = 1,1 \dots 1,5$; при меншій точності - $n_1 = 1 \dots 3$;

n_2 - коефіцієнт, який враховує неточність матеріалу; при розрахунках на витривалість можна приймати $n_2 = 1,5 \dots 2$

n_3 - коефіцієнт умов роботи, який враховує ступінь відповідальності деталі, $n_3 = 1 \dots 1,5$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

33

$$n = 2,5 \cdot 1,8 \cdot 1,2 = 5,4;$$

$$\sigma_{adm} = \frac{235 \cdot 10^6}{5,4} = 43,5 \cdot 10^6 ; \quad (1.50)$$

$$t = \frac{0,86 \cdot 45843 \cdot 0,42}{43,5 \cdot 10^6} = 0,0048 \quad (1.51)$$

Враховуючи умови роботи форми, а саме високе абразивне спрацювання поверхонь, які контактують із бетонною сумішшю, отримане значення товщини стінки необхідно збільшити на 1...3 мм. Тому остаточно приймаємо товщину стінки віброформи $t = 8$ мм.

1.13 Розрахунок привантажувача

Для якісного ущільнення бетонної суміші, а особисто верхнього шару виробу, в конструкції установки передбачено привантаж. Маса привантажу вибирається, виходячи зі значення питомого тиску $g = 80$ гр/см³ [3].

Маса привантажу визначається за формулою, кг.

$$m_{np} = S \cdot g , \quad (1.52)$$

де S – площа торцевої поверхні при вантажу, м².

$$S = \pi(R^2 - r^2), \quad (1.53)$$

де R – зовнішній діаметр привантажу ;

					ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

Розділ 2: Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець при горизонтальному напрямленні коливань

2.1 Фізична модель вібраційної дії «віброплощадка-суміш»

Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець обґрунтована розрахункова модель досліджуваної системи (рис. 2.1) в залежності від етапу ущільнення.

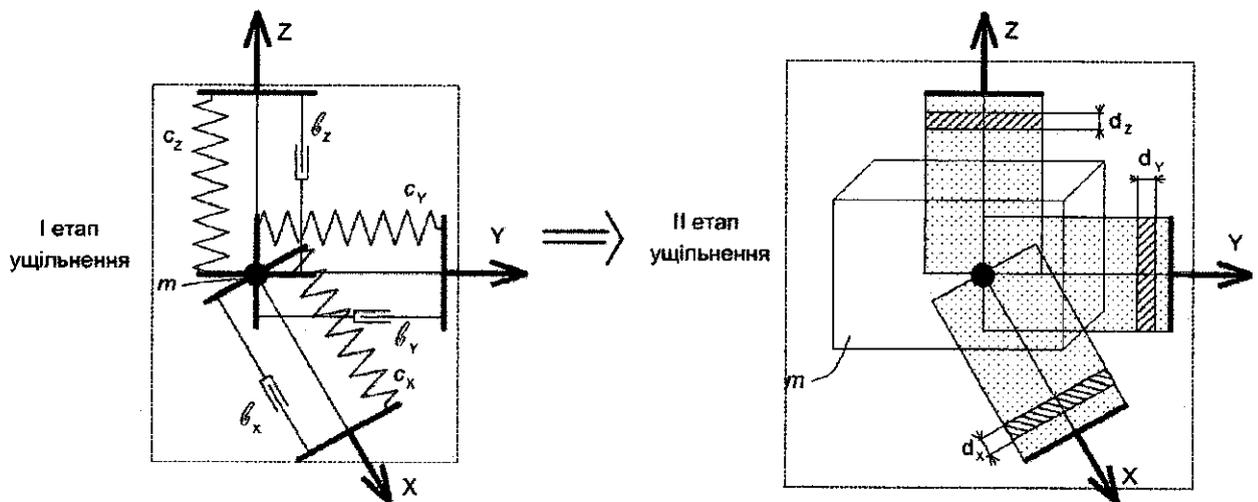


Рисунок 2.1 – Фізична модель вібраційної дії «віброплощадка-суміш» для двох етапів її руху суміші.

Для складання рівнянь руху на 1^{ому} етапі система представлена дискретною розрахунковою схемою (рис 2.2).

ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.	Суханов		<i>[Signature]</i>	26.08
Перев.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	26.08
Керівник				
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	26.08
Зате.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	26.08
Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець при горизонтальному напрямленні коливань				
Літ.	Лист	Листів		
Н	37			
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»				

Для складання рівнянь руху використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dL}{dq_k} \right) - \frac{dL}{dq_k} = Q_k \quad (k = 1, 2, 3, 4), \quad (2.1)$$

де q_k та \dot{q}_k – відповідно узагальнені координати та швидкості;

L – функція Лагранжа;

T, Π – відповідно, функції кінетичної та потенціальної енергії системи;

Q_k – узагальнені сили, рівні:

$$Q_k = \frac{\sum \delta A_k(P_a)}{\delta q_k}, \quad (2.2)$$

де $\delta A_k(P_a)$ – віртуальна робота.

2.2 Визначення кінетичної енергії системи

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n=2} \left[m_i \cdot (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2 + \dot{z}_i^2) + I_i \cdot \Omega_i^2 \right], \quad (2.3)$$

де $\dot{x}_i, \dot{y}_i, \dot{z}_i$ – проекції абсолютної лінійної швидкості i -го дебалансу; $\Omega_i \equiv \omega$ – кругова частота обертання дебалансного валу; I_i – момент інерції i -го дебалансу відносно його центральної вісі, паралельної $O'z$.

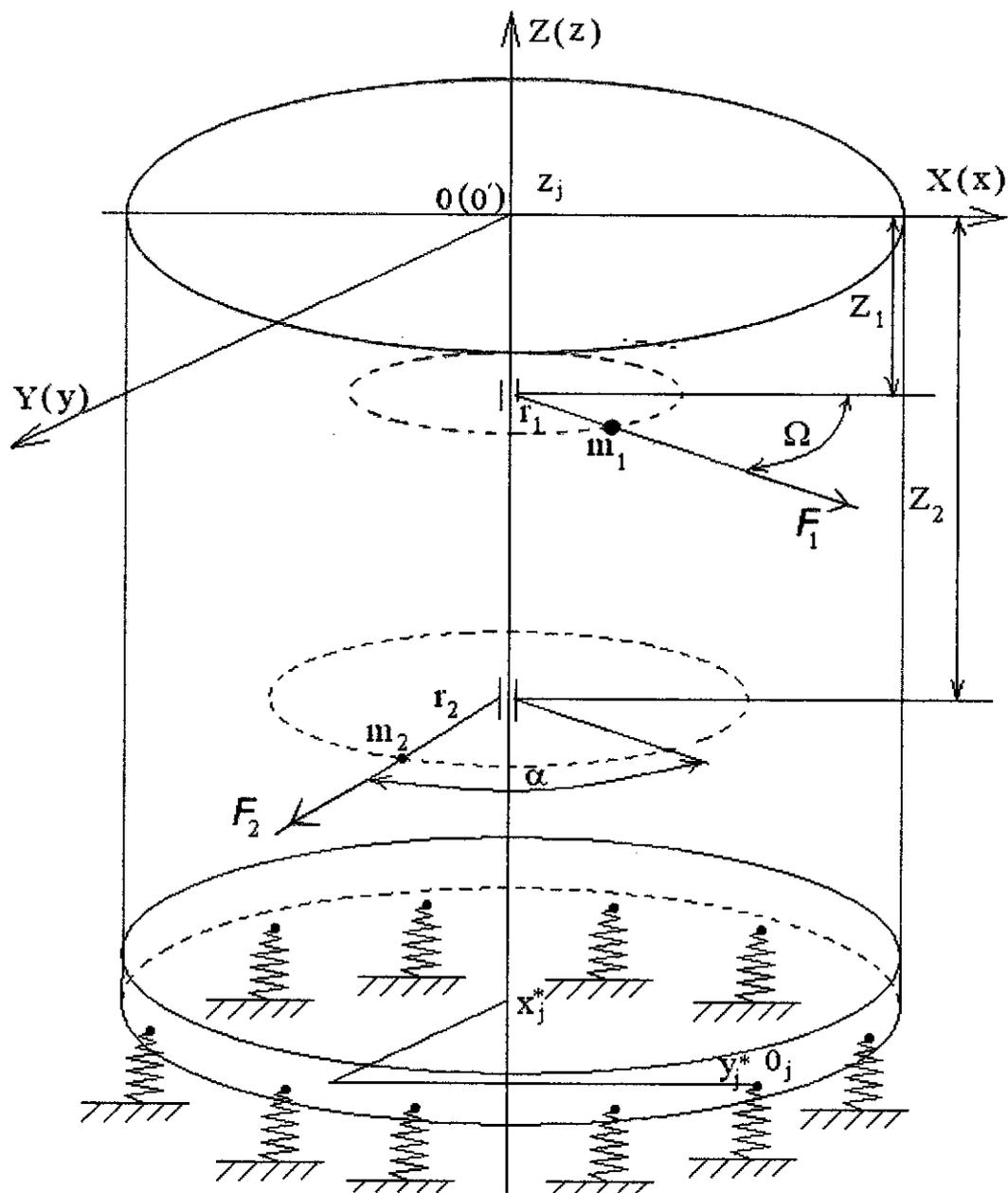


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема вібросистеми

Потенціальна енергія системи визначається з виразу:

$$\Pi = g \cdot \sum_{i=1}^{n=2} m_i \cdot z_i, \quad (2.4)$$

де $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

39

Для випадку вертикально орієнтованого дебалансного валу проекції абсолютного переміщення та швидкості центру i -ої дебалансної маси на вісі X, Y, Z мають вид:

$$\begin{cases} X_i = X_{O'} + \psi \cdot z_i + r_i \cdot \cos(\Omega + v_{\alpha i}); \\ Y_i = Y_{O'} - \theta \cdot z_i + r_i \cdot \sin(\Omega + v_{\alpha i}); \\ Z_i = z_i. \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\begin{cases} \dot{X}_i = \dot{X}_{O'} + \dot{\psi} \cdot z_i + r_i \cdot \dot{\Omega} \cdot \sin(\Omega + v_{\alpha i}); \\ \dot{Y}_i = \dot{Y}_{O'} + \dot{\theta} \cdot z_i + r_i \cdot \dot{\Omega} \cdot \cos(\Omega + v_{\alpha i}); \\ \dot{Z}_i = 0, \end{cases} \quad (2.6)$$

де $v_{\alpha i}$ – початковий фазовий кут між радіусом r_i та проекцією вісі O'_x на площину обертання точкової маси, причому:

$$\begin{cases} v_{\alpha i} = 0; \\ v_{\alpha i} = \alpha. \end{cases} \quad (2.7)$$

З урахуванням (2.5), (2.6) виразу для кінетичної енергії (2.3):

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n=2} m_i \left\{ \left[\dot{X}_{O'} + \dot{\psi} \cdot z_i - r_i \cdot \dot{\Omega} \cdot \sin(\Omega + v_{\alpha i}) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[\dot{Y}_{O'} - \dot{\theta} \cdot z_i + r_i \cdot \dot{\Omega} \cdot \cos(\Omega + v_{\alpha i}) \right]^2 \right\} + \frac{\Omega^2}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n=2} m_i z_i. \end{aligned} \quad (2.8)$$

За узагальнені координати приймаємо наступні змінні:

$$q_1 = \psi; \quad q_2 = \theta; \quad q_3 = X_{O'}; \quad q_4 = Y_{O'}. \quad (2.9)$$

Відповідні їм непотенціальні узагальнені сили, які визначаються за формулою (2.2), мають вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = Q_\psi = \frac{\sum_{i=1}^{n=2} F_{ix} \cdot Z_{Ai} \cdot \delta\psi}{\delta\psi} = \sum_{i=1}^{n=2} F_{ix} \cdot Z_{Ai}; \\ Q_2 = Q_\theta = \frac{\sum_{i=1}^{n=2} F_{iy} \cdot Z_{Ai} \cdot \delta\theta}{\delta\theta} = -\sum_{i=1}^{n=2} F_{iy} \cdot Z_{Ai}; \\ Q_3 = Q_{x_{o'}} = \frac{\sum_{i=1}^{n=2} F_{ix} \cdot \delta X_{o'}}{\delta X_{o'}} = \sum_{i=1}^{n=2} F_{ix}; \\ Q_4 = Q_{y_{o'}} = \frac{\sum_{i=1}^{n=2} F_{iy} \cdot \delta Y_{o'}}{\delta Y_{o'}} = \sum_{i=1}^{n=2} F_{iy}. \end{array} \right. \quad (2.10)$$

де F_{ix}, F_{iy} – змушуючі сили на вісі

$x, y, z; Z_{Ai}$ – координати A_i дебалансів.

Підставляючи вирази (2.4), (2.8), (2.10) у рівняння (2.1) й здійснюючи диференціювання за відповідними змінними, отримаємо систему зв'язаних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують рух системи під дією зовнішніх сил:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^{n=2} m_i \cdot [\ddot{X}_{o'} + \ddot{\psi} z_i - r_i \cdot \dot{\Omega}_i^2 \cdot \cos(\Omega + v_{\alpha i})] Z_i = \sum_{i=1}^{n=2} F_{ix} \cdot Z_{Ai}; \\ \sum_{i=1}^{n=2} m_i \cdot [\ddot{Y}_{o'} - \ddot{\theta} z_i - r_i \cdot \dot{\Omega}_i^2 \cdot \sin(\Omega + v_{\alpha i})] Z_i = \sum_{i=1}^{n=2} F_{iy} \cdot Z_{Ai}; \\ \sum_{i=1}^{n=2} m_i \cdot [\ddot{X}_{o'} + \ddot{\psi} z_i - r_i \cdot \dot{\Omega}_i^2 \cdot \cos(\Omega + v_{\alpha i})] = \sum_{i=1}^{n=2} F_{ix}; \\ \sum_{i=1}^{n=2} m_i \cdot [\ddot{Y}_{o'} - \ddot{\theta} z_i - r_i \cdot \dot{\Omega}_i^2 \cdot \sin(\Omega + v_{\alpha i})] = \sum_{i=1}^{n=2} F_{iy}. \end{array} \right. \quad (2.11)$$

Рішення рівнянь (2.11), які описують закон руху системи мають вид:

$$\begin{cases} x_{O'} = -a \cdot \cos(\omega t + \phi_{OS}); \\ y_{O'} = -a \cdot \sin(\omega t + \phi_{OS}); \\ z = 0; \\ \theta = \theta_0 \cdot \sin(\omega t + \phi_{OL}); \\ \psi = -\psi_0 \cdot \cos(\omega t + \phi_{OL}); \\ \phi = 0. \end{cases} \quad (2.12)$$

Тут модулі амплітуд a, θ_0, ψ_0 :

$$\begin{cases} a = \frac{\sqrt{(m_1 r_1)^2 + (m_2 r_2)^2 + 2m_1 r_1 m_2 r_2 \cdot \cos \alpha}}{M}; \\ \theta_0 = \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_x}; \\ \psi_0 = \frac{\sqrt{(m_1 r_1 z_1)^2 + (m_2 r_2 z_2)^2 + 2m_1 r_1 z_1 m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha}}{I_y}. \end{cases} \quad (2.13)$$

Фазові кути ϕ_{OS}, ϕ_{OL} :

$$\begin{cases} \phi_{OL} = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{m_1 r_1 \sin \alpha}{m_1 r_1 + m_2 r_2 \cos \alpha} \right\}; \\ \phi_{OS} = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{m_1 r_1 z_1 \sin \alpha}{m_1 r_1 z_1 + m_2 r_2 z_2 \cos \alpha} \right\}. \end{cases} \quad (2.14)$$

Підставляючи залежності (2.12) у рівняння (2.11), в роботі отримано систему алгебраїчних рівнянь відносно невідомих переміщень системи на вісі X, Y, Z.

Результати виконаних розрахунків наведені на рис 2.3 і рис 2.4. Числові значення амплітуд розраховувалися по висоті форми в шести точках: в нижній частині (1); між основою і розміщенням нижнього дебалансу (2); по лінії дії нижнього дебалансу (3); між нижнім і верхнім дебалансом (4); по лінії дії верхнього дебалансу (5); на верхній частині форми (6).

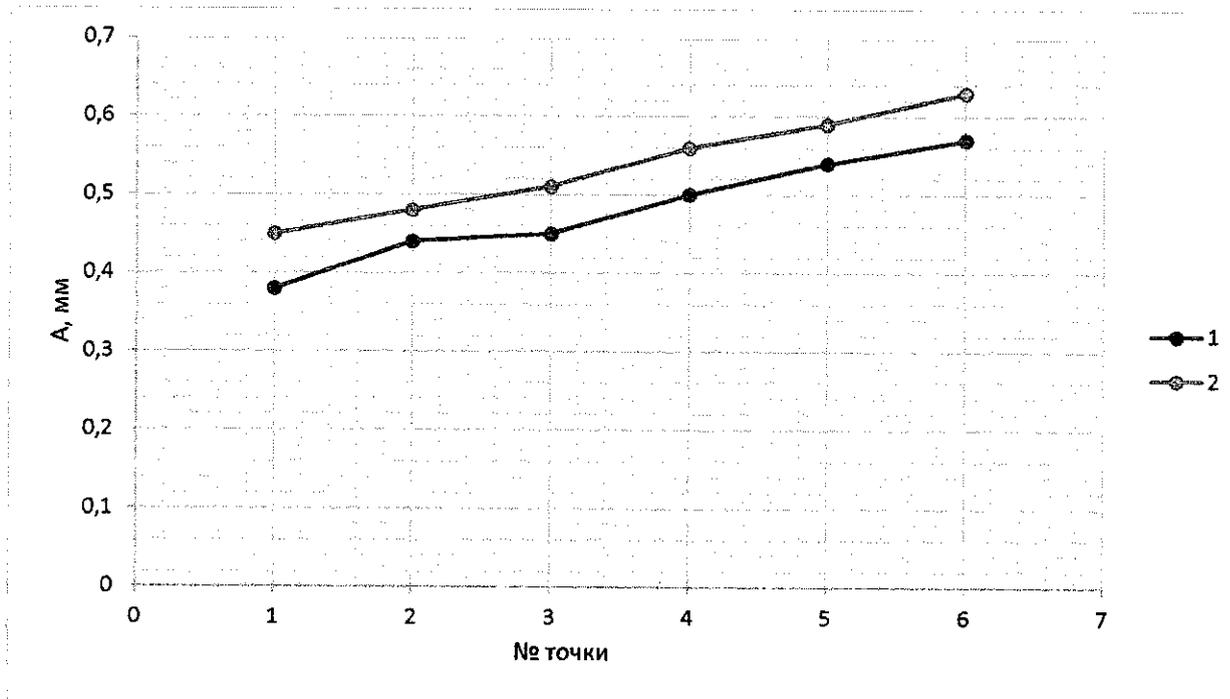


Рисунок 2.3 – Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми для величин змушуючої сили вібраторів: 1 – $F_0 = 5.6$ кН; 2 – $F_0 = 11.3$ кН.

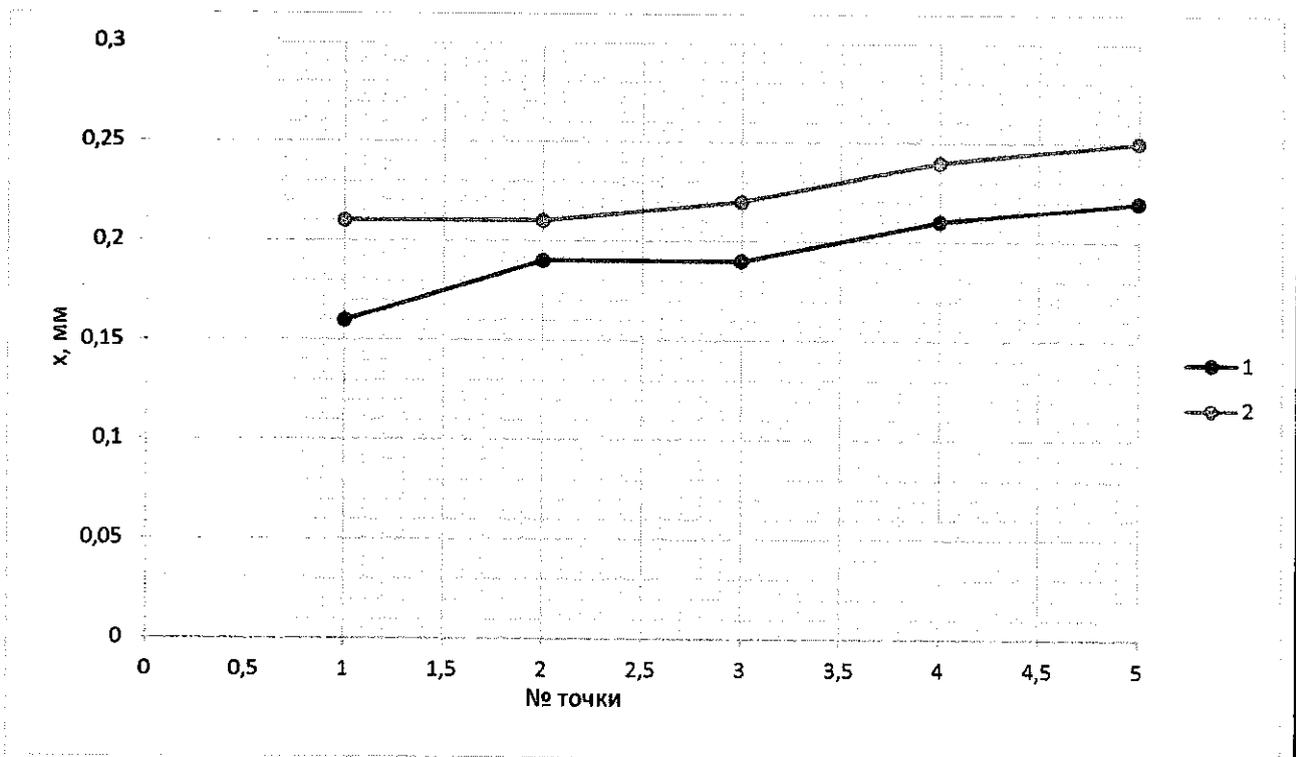


Рисунок 2.4 – Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми для величин змушуючої сили вібратора: 1 – $F_0 = 5.6$ кН; 2 – $F_0 = 11.3$ кН.

Із графіків видно, що середні значення амплітуди горизонтальних коливань в рамках розрахованих параметрів змінюються в межах 0,4...0,6 мм, а вертикальних коливань – в межах 0,18...0,23 мм.

2.3 дискретно-континуальної системи «віброплощадка – суміш»

Були складені рівняння для дискретно-континуальної системи «віброплощадка – суміш» (2-га стадія ущільнення суміші). Вихідні рівняння руху суміші мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2 I_x}{dt^2} - c^2 \nabla_x^2 u_x - \frac{b \cdot c^2}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{d}{dt} \nabla_x^2 u_x = -\ddot{X}_0; \\ \frac{d^2 I_y}{dt^2} - c^2 \nabla_y^2 u_y - \frac{b \cdot c^2}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{d}{dt} \nabla_y^2 u_y = -\ddot{Y}_0; \\ \frac{d^2 I_z}{dt^2} - c^2 \nabla_z^2 u_z - \frac{b \cdot c^2}{\rho \cdot c^2} \cdot \frac{d}{dt} \nabla_z^2 u_z = -\ddot{Z}_0, \end{cases} \quad (2.15)$$

де I_x, I_y, I_z – поточні переміщення суміші у відповідних площинах

Із умов роботи установки прийняті такі граничні умови:

$$u_z \Big|_{z=0} = Z_{0\max} \cdot f(t); \quad \frac{du_z}{dz} \Big|_{z=H} = 0; \quad u_x \Big|_{x=\pm \frac{l_x}{2}} = 0; \quad u_y \Big|_{y=\pm \frac{l_y}{2}} = 0, \quad (2.16)$$

де X_0, Y_0, Z_0 – максимальне значення переміщення (амплітуда);

$f(t)$ – гармонічна функція часу t ;

H – висота виробу, який формується.

При цьому вважаємо, що:

$$\begin{cases} \vec{u}(x, y, z, t) = u_x \cdot \vec{i} + u_y \cdot \vec{j} + u_z \cdot \vec{k}; \\ u_x(x, y, z, t) \equiv u_x(x, t); \\ u_y(x, y, z, t) \equiv u_y(y, t); \\ u_z(x, y, z, t) \equiv u_z(z, t), \end{cases} \quad (2.17)$$

де $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ – орти рухомої системи координат.

Тоді залежність $u_x(x, t)$ й $u_y(y, t)$ можна подати у вигляді:

$$\begin{cases} u_x(x, t) = A_x \cdot e^{i\omega t} \cdot \sin\left\{\frac{2n_x \cdot \pi \cdot x}{l_x}\right\}; & n_x = 1, 2, \dots \\ u_y(y, t) = A_y \cdot e^{i\omega t} \cdot \sin\left\{\frac{2n_y \cdot \pi \cdot y}{l_y}\right\}; & n_y = 1, 2, \dots, \end{cases} \quad (2.18)$$

де $2l_x, 2l_y$ – довжина й ширина опалубки форми, в якій знаходиться бетонна суміш;

A_x, A_y – амплітуди вимушених коливань.

Залежність $u_z(z, t)$:

$$u_z(z, t) = A_z \cdot e^{i\omega t} \cdot \{C_1 e^{\alpha_z z} + C_2 \cdot e^{-\alpha_z z}\}, \quad (2.19)$$

де A_z – амплітуда вимушених коливань, а константи $C_{1,2}$ знаходяться з відповідних граничних умов (2.16).

Тоді:

$$u_z(z, t) = A_z \cdot e^{i\omega t} \cdot \{e^{\alpha_z z} + e^{\alpha_z(h+H)-\alpha_z z}\}. \quad (2.20)$$

Визначені амплітуди вимушених коливань виходячи із рівнянь (2.15) та залежностей (2.18) і (2.20):

$$A_x = \frac{\ddot{X}_0 \cdot \cos\{\arctg \gamma_x\}}{\sqrt{\left[\omega^2 + c^2 \cdot \left(\frac{4n_x^2 \pi^2}{l_x^2}\right)\right]^2 + \frac{b^2}{\omega_0^2} \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{4n_x^2 \pi^2}{l_x^2}\right)^2}}. \quad (2.21)$$

$$A_y = \frac{\ddot{Y}_0 \cdot \cos\{\arctg\gamma_y\}}{\sqrt{\left[\omega^2 + c^2 \cdot \left(\frac{4n_y^2 \pi^2}{l_y^2}\right)\right]^2 + \frac{b^2}{\omega_0^2} \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{4n_y^2 \pi^2}{l_y^2}\right)^2}}. \quad (2.22)$$

$$A_z = \frac{\ddot{Z}_0 \cdot \cos\{\arctg\gamma_z\}}{\sqrt{\left[\omega^2 + c^2 \cdot \alpha_z^2\right]^2 + \frac{b^2}{\omega_0^2} \cdot \omega^2 \cdot (\alpha_z^2)^2}}. \quad (2.23)$$

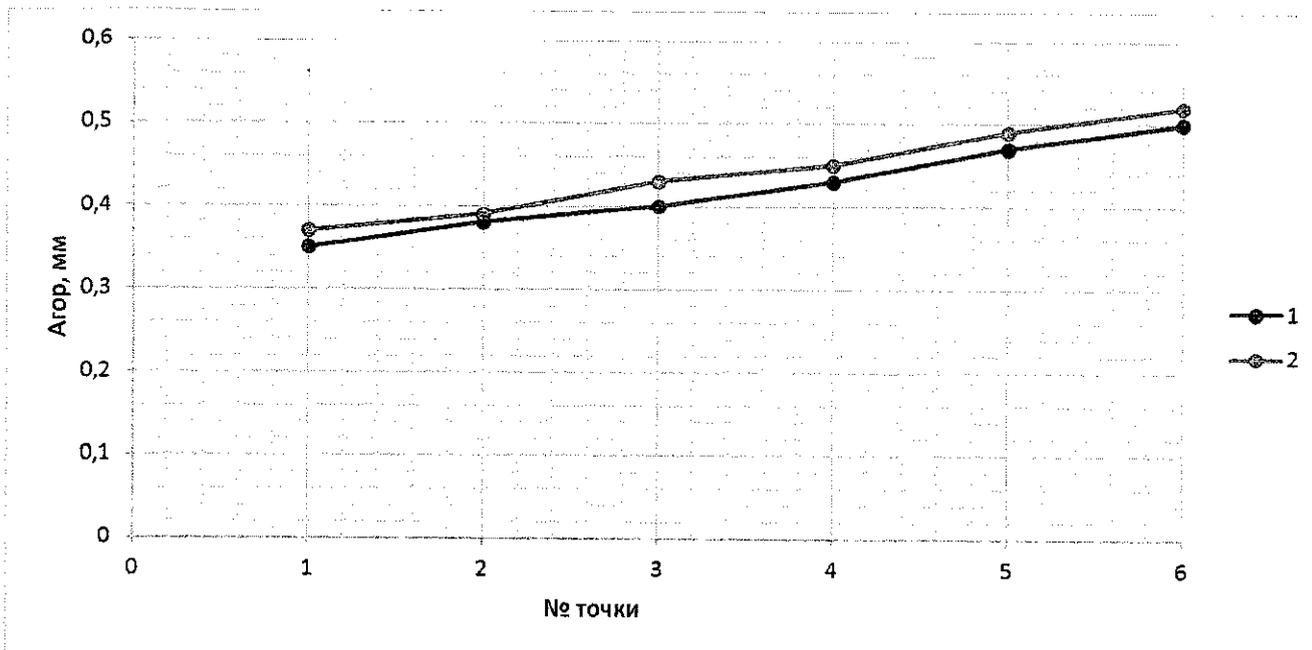
В роботі приведені також залежності і для кутів $\gamma_x, \gamma_y, \gamma_z$.

Величини $\ddot{X}_0, \ddot{Y}_0, \ddot{Z}_0$:

$$\begin{cases} \ddot{X}_0 = -\omega^2 A \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\omega t + \beta + \pi); \\ \ddot{Y}_0 = -\omega^2 A \cdot \cos \alpha \cdot \sin(\omega t + \beta + \pi); \\ \ddot{Z}_0 = -\omega^2 A \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\omega t + \gamma + \pi). \end{cases} \quad (2.24)$$

Були здійснені розрахунки амплітуд горизонтальних коливань за дискретною та дискретно-континуальною моделлю (рис. 2.5).

Розбіжність амплітуд коливань за дискретною та дискретно-континуальною моделлю складає 5...8%, що засвідчує можливість використання дискретних моделей для даного типу виробів.



1 – дискретна; 2 – континуальна.

Рисунок 2.5– Розподіл амплітуд коливань для моделей:

Для визначення питомої енергії була використана континуальна модель. У відповідності до розгляду загального енергетичного балансу системи частина енергії на ущільнення представлена формулою:

$$\left\{ E_{\text{коливань суміші}} \right\}_T = \rho_{\text{суміші}} \cdot \pi \cdot H \cdot \left\{ r_{\text{зов}}^2 - r_{\text{вн}}^2 \right\} \overline{\left\{ \left(E_{\text{шт}} \right)_T \right\}_T}, \quad (2.25)$$

де ρ – щільність суміші;

H – висота;

$E_{\text{шт}}$ – питома енергія на ущільнення суміші загального об'єму кільця.

Розрахунки за формулою (2.25) показують, що середні значення енергії на ущільнення для числових значень амплітуд і частот коливань, що розглядаються в роботі,

знаходяться в межах $(1,15 \dots 1,6) \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{М}}$, що у порівнянні із існуючими віброплощадками

на 50...80% менше.

Висновки

1. Залізобетонні кільця є поширеним виробом в будівництві, отже методи і способи їхнього виробництва потребують істотного поліпшення якості виробу, підвищення продуктивності.

2. Рішення проблеми знайдено в застосуванні форми для кільця як робочого органу, в середині якого вертикально розташований віброзбудник із двох вібраторів із зсувом фаз між напрямками дії зовнішніх сил, що є додатковим ефектом для інтенсифікації ущільнення.

3. Складені рівняння руху вібросистеми, рішення яких дозволили отримати аналітичні залежності для визначення амплітуд коливань в горизонтальній та вертикальній площинах, оцінити енергетичну складову на ущільнення бетонної суміші.

4. Визначені основні параметри – амплітуда коливань (0,35...0,70 мм) в горизонтальній площині і (0,15...0,20 мм) у вертикальній площині при реалізації частоти коливань $314 \frac{рад}{с}$.

5. Розроблена віброустановка із двома віброзбудниками коливань, вісь дії яких співпадає із віссю форми, яка складається із двох напівформ, що з'єднуються в єдину систему на час формування кільця, а віброзбудники забезпечують необхідний за технологією рух робочого органу.

6. Виявлено, що віброустановка здійснює складний рух у двох площинах, який дає можливість зменшити тиск в контактні суміші із бортами установки на 40...50 % у порівнянні із суворо горизонтальними коливаннями і на 120..140 % у порівнянні із вертикально-направленими коливаннями.

7. Встановлені закономірності зміни амплітуд горизонтальних коливань в залежності від часу ущільнення, змушуючої сили та кута зсуву фаз між

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.		Суханов		23.08
Перев.		Васильєв		26.08
Керівн.				
Н. контр.		Васильєв		26.08
Затв.		Орисенко		26.08
Висновки				
			Лім.	Лист
			Н	
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»				

положеннями дебалансів. Так, за час ущільнення (60 с) амплітуда коливань на піддоні форми зменшилася від значення 0,41 мм до 0,25 мм, що обумовлено збільшенням інерційних властивостей маси бетонної суміші. По висоті форми, яка здійснює коливання із явним ефектом прецесії, амплітуда коливань збільшується. Так, на піддоні амплітуда коливань 0,41 мм, а на верхній частині форми амплітуда сягає величини 0,58 мм.

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		50

Список літератури

1. ДСТУ Б В.2.8-8-96. Будівельна техніка, оснастка та інструмент. Машина та обладнання для механізації штукатурних робіт в будівництві. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1997-01-01. – Держкоммістобудування України, К.: “Укрархбудівформ”, 1997.- 23 с.
2. . Борейко В. І., Притула М.Ю. Перспективи виробництва будівельних матеріалів в Україні // Збірник наукових праць. Проблеми раціонального використання соціально-економічного та природно-ресурсного потенціалу регіону: фінансова політика та інвестиції, 2011. Випуск XVII. №4. С. 64-71.
3. Назаренко І.І. Машина для виробництва будівельних матеріалів: підручник. К.: КНУБА, 1999. 488 с.
4. Назаренко І.І., Дедов О.П., Дьяченко О.С., Огляд конструкцій існуючих навісних збудників коливань та дослідження ефективності їх використання для покращення ущільнення залізобетонних виробів на вібраційних установках. *Техніка будівництва*. 2018. Вип.39.С.46-55.
5. Делембовський М.М. Вплив режимів експлуатації і властивостей елементів вібромашин будівельної індустрії на процеси надійності. *Грааль науки*. 2021. №4. С.209-214.
6. Maslov O., Batsaikhan J., Salenko Yu. The theory of concrete mixture vibratory compacting. *International journal of engineering and technology*. 2018. №7(3), P.239-244.
7. Pințoi R., Barbu A.M., Ionescu A. Vibrations influence on concrete compaction. *Applied Mechanics and Materials*. 2020. Vol.896, P.355-360.

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Список літератури	Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Суханов		22.08		Н		
Перев.		Васильєв		26.09				
Керівн.								
Н. контр.		Васильєв		26.06		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Затв.		Орисенко		26.08				

8. Nesterenko Mykola Технологічність вібраційних площадок з просторовим рухом рухомої рами для формування залізобетонних виробів / Mykola Nesterenko, Mykola Nesterenko, Olexandr Orysenko, Taras Sklyarenko // ACADEMIC JOURNAL Industrial Machine Building, Civil Engineering. – Полтава: ПНТУ, 2019. – Т. 2 (53). – С. 13-18. – doi:<https://doi.org/10.26906/znp.2019.53.1881>.
9. Назаренко, І.І., Нестеренко, М.П. (2015). Методика досліджень загальної динамічної моделі «технологічна машина для будівельної індустрії – оброблюване середо- вище». Техніка будівництва. 34. 4-11.
10. Nesterenko M.P., Nesterenko M.M., Orysenko O.V. & Sklyarenko T.O. (2019). Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products. ACADEMIC JOURNAL Industrial Machine Building, Civil Engineering. 2(53). 13-18. doi: <https://doi.org/10.26906/znp.2019.53.1881>.
11. P. Dallasega, E. Rauch & C. Linder (2018). Industry 4.0 as an enabler of proximity for construction supply chains: A systematic literature review. Computers in Industry. 99. pp.205-225. doi: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2018.03.039>
12. Wang, S.; Wan, J.; Li, D.; Zhang, C. (2016) Implementing Smart Factory of Industrie 4.0: An Outlook. Int. J. Distrib. Sens. Netw. 12. 3159805. doi: <https://doi.org/10.1155/2016/3159805>
13. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки. Техніка будівництва №14.К.: КНУБА, 2004.- с. 43-47
14. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko.

					ГМІМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		52

Investigation of vibration machine movement with a multimode oscillation spectrum. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol 6, No 1 (90). P. 28–36.

15. Основи теорії взаємодії робочих органів будівельних машин із напружено-деформованим середовищем. Назаренко І.І., Смірнов В.М., Фомін А.В., Свідерський А.Т., Костенюк О.О., Дедов О.П., Зухба А.Г.; за редакцією І.І. Назаренка: монографія. Київ: «МПІ Леся», 2010. 216 с.
16. Nazarenko I.I., Dedov O.P., Sviderski A.T., Ruchinski N.N. Research of energy-saving vibration machines with account of the stress-strain state of technological environment. *The IX International Conference HEAVY MACHINERY HM 2017*. 2017. A.21–A.24.
17. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. Determination of stresses and strains in the shaping structure under spatial load. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol 6, No 7 (96). P. 13–18.
18. Делембовський, М., & Клименко, М. (2020). Методи підвищення надійності та ефективності вібраційних машин будівельної індустрії. *Матеріали конференцій МЦНД*, 48-49.
<https://doi.org/10.36074/23.10.2020.v1.04>

ГМіМ.602ММв.041-00.00.000 ПЗ

Лист

53

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

Додатки

Презентаційні матеріали за темою:

«Дослідження параметрів вібраційної установки для
формування трубчастих виробів»

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

Кваліфікаційна робота магістра

на тему:

Дослідження параметрів вібраційної установки для формування трубчастих виробів

Виконав: студент VI курсу, групи 602-ММВ
Суханов Віталій Іванович

Полтава 2024

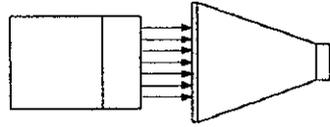


Рисунок 1.1

—Завантаження

бетоноукладальника

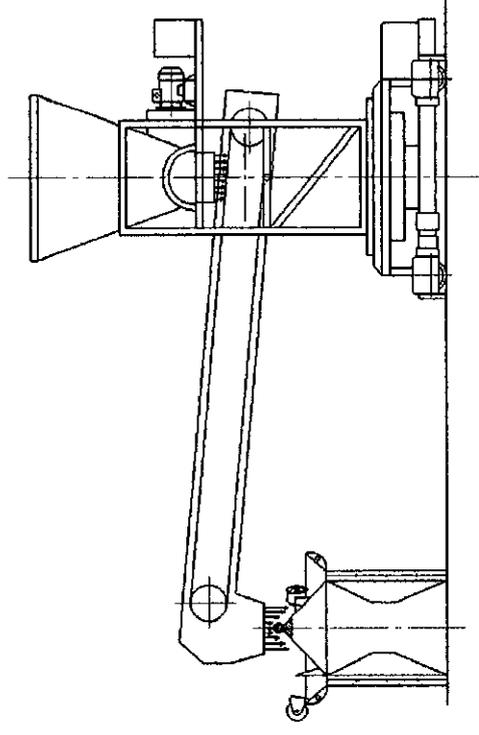


Рисунок 1.2 — Завантаження форми бетоном

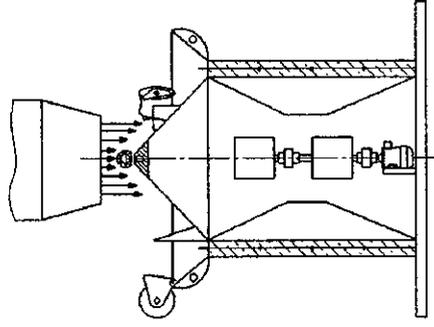


Рисунок 1.3 — Вібраційне формування

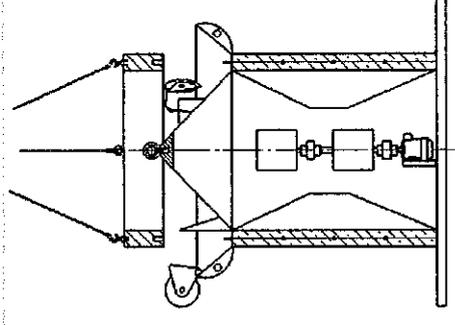


Рисунок 1.4 — Встановлення привантажувача

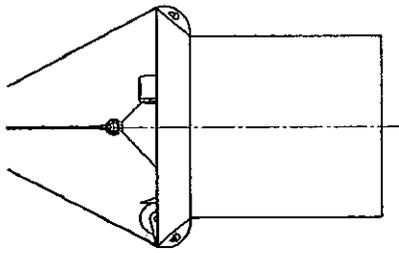


Рисунок 1.5 – Транспортування форми

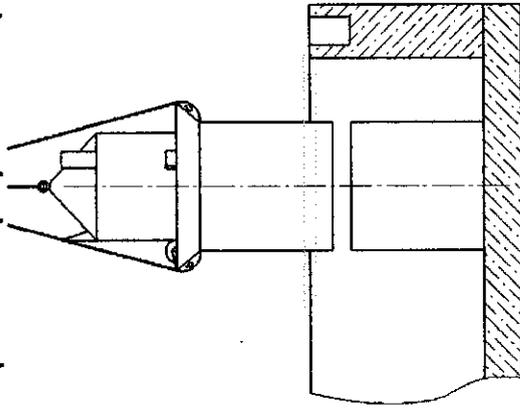
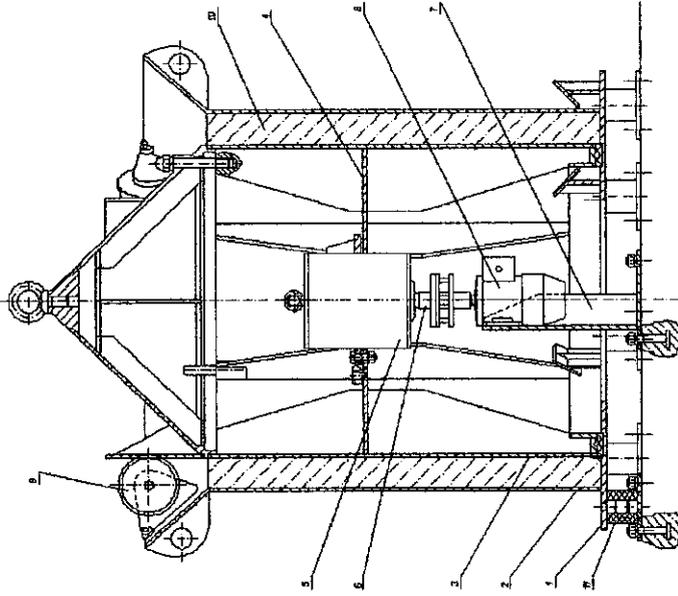


Рисунок 1.6 – Схема сполученого переносу



1 - сонова; 2 - зовнішня опалубка; 3 - вібросердя; 4 - діафрагма; 5 - вібробуджувач; 6 - муфта; 7- підмоторна рама; 8 - електродвигун; 9 - ролик; 10 - бетонна суміш; 11 - пружна опора.

Рисунок 1.7 – Конструктивна схема вібраційної установки

Теоретичні дослідження динаміки віброплощадки для виготовлення залізобетонних кілець при горизонтальному направленні коливань

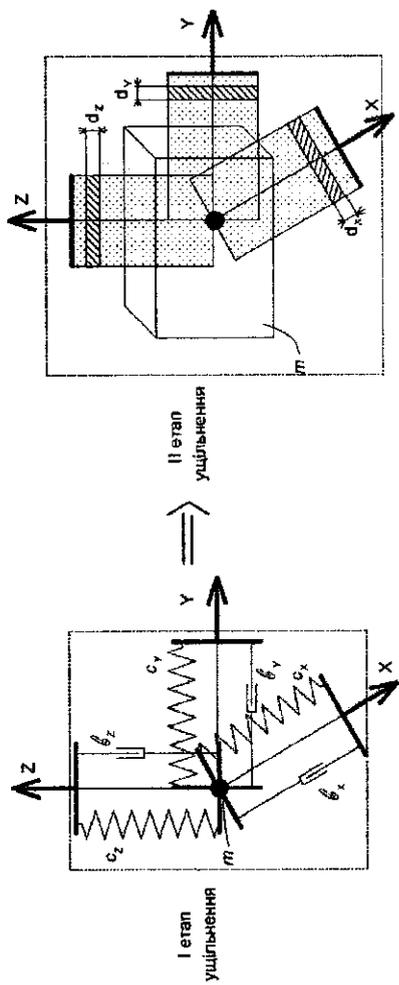


Рисунок 2.1 – Фізична модель вібраційної дії «віброплощадка-суміш» для двох етапів її руху суміші.

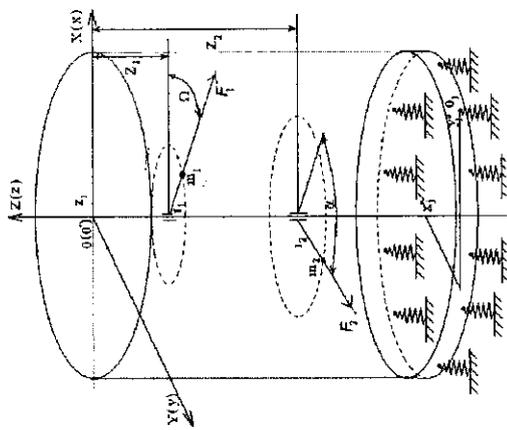


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема вібросистеми

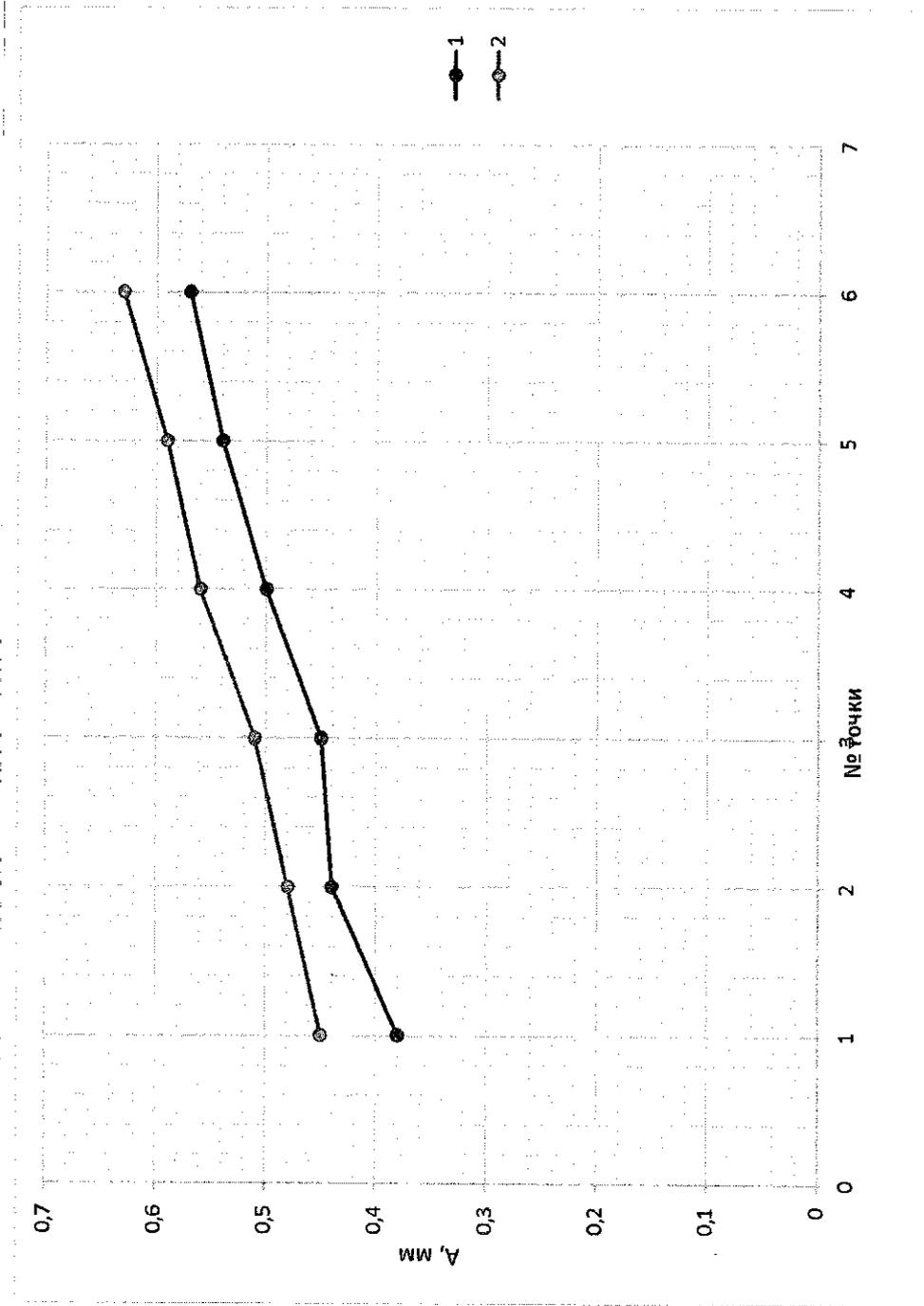


Рисунок 2.3 – Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми для величин змушуючої

сили вібраторів: 1 – $F_0 = 5.6 \text{ кН}$; 2 – $F_0 = 11.3 \text{ кН}$.

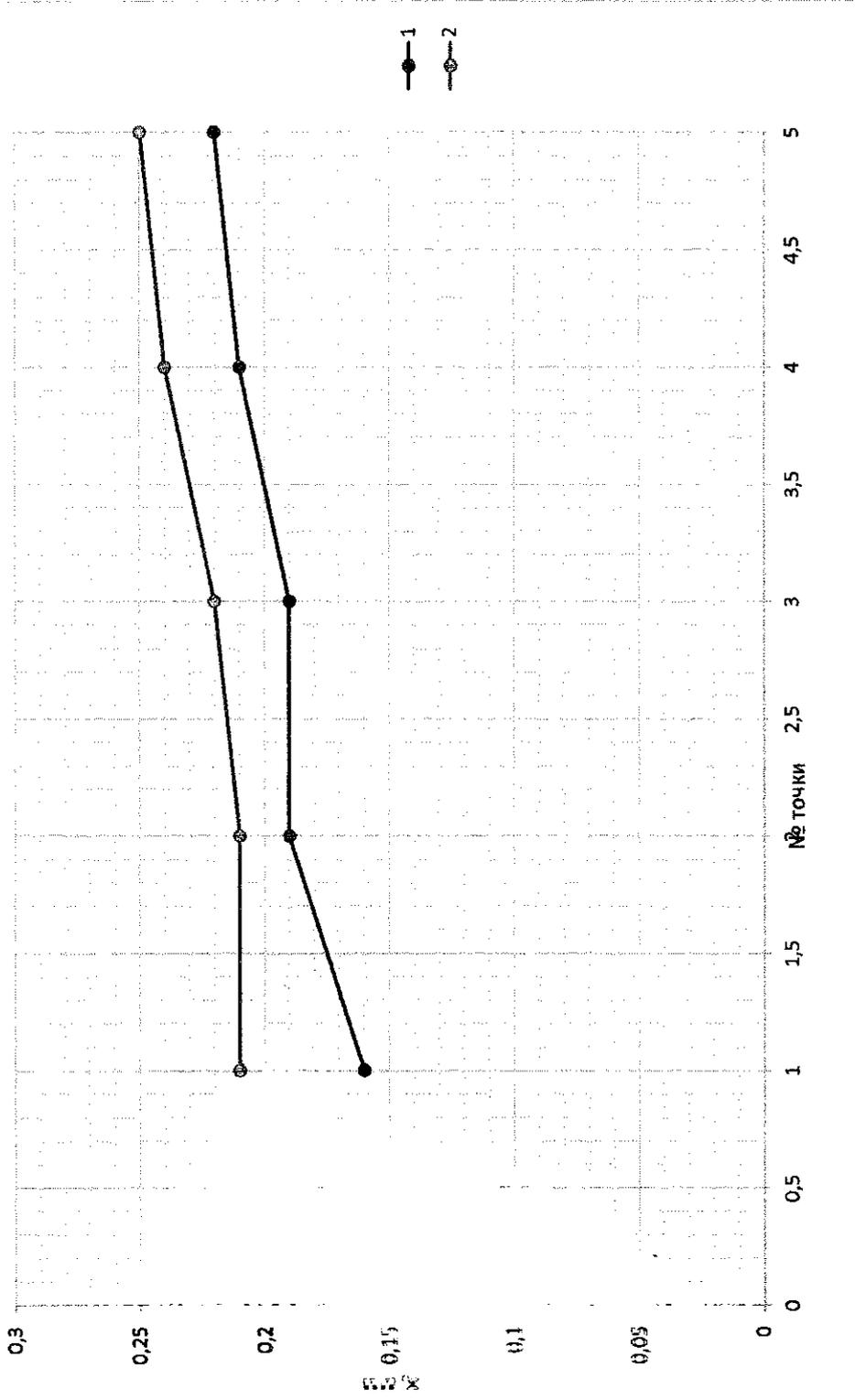
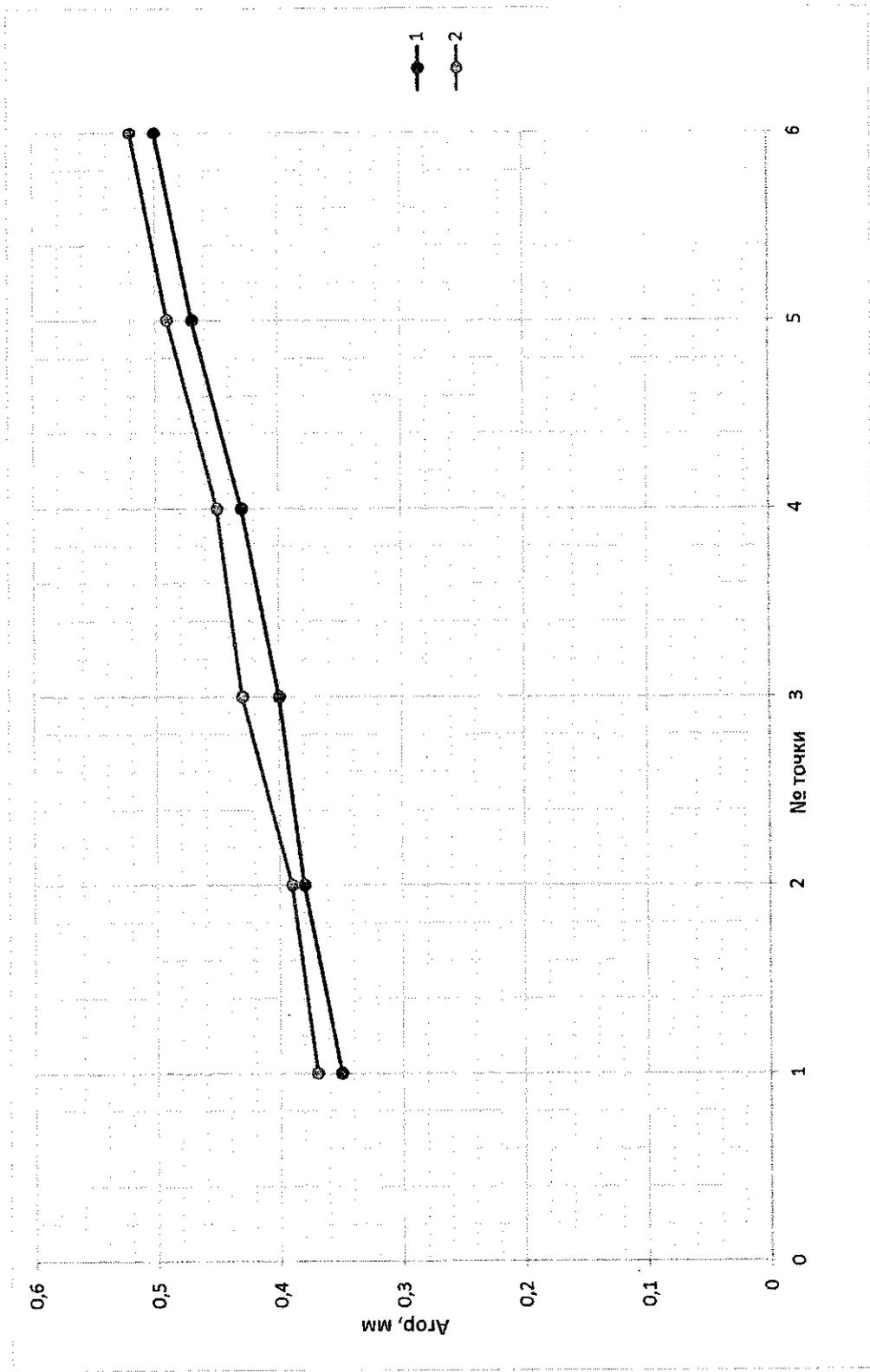


Рисунок 2.4 – Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми для величин змушуючої

сили вібратора: 1 – $F_0 = 5.6$ кН; 2 – $F_0 = 11.3$ кН.



1 – дискретна; 2 – континуальна.

Рисунок 2.5– Розподіл амплітуд коливань для моделей:

Висновки

1. Залізобетонні кільця є поширеним виробом в будівництві, отже методи і способи їхнього виробництва потребують істотного поліпшення якості виробу, підвищення продуктивності.
2. Рішення проблеми знайдено в застосуванні форми для кільця як робочого органу, в середині якого вертикально розташований вібробудник із двох вібраторів із зсувом фаз між напрямками дії зовнішніх сил, що є додатковим ефектом для інтенсифікації ущільнення.
3. Складені рівняння руху вібросистеми, рішення яких дозволили отримати аналітичні залежності для визначення амплітуд коливань в горизонтальній та вертикальній площинах, оцінити енергетичну складову на ущільнення бетонної суміші.
4. Визначені основні параметри – амплітуда коливань (0,35...0,70 мм) в горизонтальній площині і (0,15...0,20 мм) у вертикальній площині при реалізації частоти коливань $314 \frac{рад}{с}$.
5. Розроблена віброустановка із двома вібробудниками коливань, вісь дії яких співпадає із віссю форми, яка складається із двох напівформ, що з'єднуються в єдину систему на час формування кільця, а вібробудники забезпечують необхідний за технологією рух робочого органу.
6. Виявлено, що віброустановка здійснює складний рух у двох площинах, який дає можливість зменшити тиск в контактній суміші із бортами установок на 40...50 % у порівнянні із суворо горизонтальними коливаннями і на 120..140 % у порівнянні із вертикально-направленими коливаннями.
7. Встановлені закономірності зміни амплітуд горизонтальних коливань в залежності від часу ущільнення, змушуючої сили та кута зсуву фаз між положеннями дебалансів. Так, за час ущільнення (60 с) амплітуда коливань на піддоні форми зменшилася від значення 0,41 мм до 0,25 мм, що обумовлено збільшенням інерційних властивостей маси бетонної суміші. По висоті форми, яка здійснює коливання із явним ефектом прецесії, амплітуда коливань збільшується. Так, на піддоні амплітуда коливань 0,41 мм, а на верхній частині форми амплітуда сягає величини 0,58 мм.