

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

Навчально-науковий інститут 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

Дослідження та оптимізація конструкції наконечника глибокого вібратора для ущільнення бетонних сумішей

Виконав: студент VI курсу, групи 601МММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Семенов Олександр Олександрович
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Скляренко Т.О.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Аніщенко Анна Ігорівна
(прізвище та ініціали)

Полтава – 2023 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 та оптимізація конструкції наконечника
глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей**

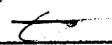
Кваліфікаційна робота магістра

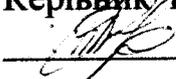
Лист затвердження

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 МР

Технологічний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„15” 01.24 2023р.

Нормативний контроль к.т.н., доц.
 О.С. Васильєв
„15” 01.24 2023р.

Розробив студент групи 601-ММ
 О.О. Семенов
„15” 01 2023р.

Керівник, к.т.н., доц.
 Т.О. Скляренко
„15” 01 2023р.

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

 О.В. Орисенко

Полтава – 2023 рік

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000ТЗ	Технічне завдання		
7	A4	ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000А	Анотація		
8	A4	ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка		
9					
10	A4	ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000ПМ	Дослідження та оптимізація		
11			конструкції наконечника		
12			глибинного вібратора для		
13			ущільнення бетонних сумішей		
14			Презентаційні матеріали за		
15			темою		
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000ВМ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Семенов		15.01	Н	1	1
Перев.		Склярєнко		15.01			
Н.контр.		Васильєв		15.01			
Затв.		Орисєнко		15.01			
					ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ НАКОНЕЧНИКА ГЛИБИННОГО ВІБРАТОРА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ Відомість магістерської роботи		
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

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 будівельних
машин та обладнання


О.В. Орисенко

"04" 09 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Семенова Олександра Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

**«Дослідження та оптимізація конструкції наконечника глибинного
вібратора для ущільнення бетонних сумішей»**

керівник к.т.н., доцент Складенко Т.О.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 04.09.2023р. № 968-к/ра

1. Строк подання студентом роботи 29.12.2023р.

2. Вихідні дані до роботи Ущільнення малорухомих бетонів пакетним методом.

Навісне обладнання на траверсі. Частота коливань $\omega=150 \text{ c}^{-1}$.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт . вибір обладнання,

оцінка продуктивності 2. Конструювання глибинного вібратора 3 Дослідження динаміки глибинного вібратора

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

«Дослідження та оптимізація конструкції наконечника глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей» графічні матеріали (12 листів А4)

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 02.10.2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз літературних джерел, розрахунки</i>	15.10.2023	
2	<i>Вибір обладнання, оцінка продуктивності</i>	25.10.2023	
3	<i>Конструювання глибокого вібратора</i>	05.11.2023	
4	<i>Дослідження динаміки глибокого вібратора</i>	15.11.2023	
5	<i>Компонування пояснювальної записки</i>	05.12.2023	
6	<i>Здача готової роботи</i>	15.12.2023	

Студент  **Олександр СЕМЕНОВ**
(підпис) (П.І.Б)

Керівник роботи  **Тарас СКЛЯРЕНКО**
(підпис) (П.І.Б)

Анотація

Магістерська робота на тему: «Дослідження та оптимізація конструкції наконечника глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей»

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2023

Робота складається з трьох розділів.

Магістерська робота присвячена створенню та аналізу динамічної моделі глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей. У ході досліджень визначено, що система підвісу глибинного вібратора дозволяє здійснювати різноманітні просторові рухи, при цьому встановлено, що глибинний вібратор має шість ступенів свободи.

Для математичного опису руху були розроблені диференціальні рівняння, враховані важливі параметри, такі як технологічне завантаження, деформація бетонної суміші та непружний опір. Коефіцієнт приєднаної маси використовувався для врахування впливу технологічного завантаження на рух глибинного вібратора.

В роботі досліджено та визначено траєкторію руху довільної точки глибинного вібратора, встановлено, що точки, не лежать на центральній площині, здійснюють коливання по кільцевих траєкторіях на горизонтальній площині. Крім того, розраховано кут нахилу площини коливань точок відносно горизонтальної осі залежно від відстані цих точок до центру мас глибинного вібратора та кута розвороту дебалансних вантажів.

Практичне застосування розробленої моделі включає конструкцію підвісного глибинного вібратора для ущільнення бетону. Використання таких вібраторів дозволяє економити час та уникає розшарування в сусідніх шарах

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 А

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Семенов		15.01	Н		
Перев.		Склярченко		15.01			
Керівн.							
Н. контр.		Васильєв		15.01			
Затв.		Орисенко		19.01			

Анотація

Національний університет
«Полтавська політехніка імені
Юрія Кондратюка»

бетону завдяки накладці вібраційної дії сусідніх вібраторів. Розроблені методи та конструкції можуть знайти широке застосування в будівельній індустрії для поліпшення якості бетонних конструкцій та оптимізації процесів ущільнення.

Ключові слова: Дебаланс, глибинний вібратор, бетонна суміш, ущільнення.

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Annotation

Master's Thesis Title: "Investigation and Optimization of the Design of the Tip of a Deep Vibrator for Compacting Concrete Mixtures"

Master's Thesis for the Educational Qualification of Master in the Field of 133 Industrial Engineering – National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk," Poltava, 2023.

The thesis comprises three main sections. It is dedicated to the development and analysis of a dynamic model of a deep vibrator for compacting concrete mixtures. Through the research, it was determined that the suspension system of the deep vibrator enables various spatial movements, revealing that the deep vibrator possesses six degrees of freedom.

Differential equations were developed for the mathematical description of the vibrator's motion, considering important parameters such as technological loading, deformation of the concrete mixture, and non-elastic resistance. The coefficient of attached mass was utilized to account for the influence of technological loading on the motion of the deep vibrator.

The thesis investigates and determines the trajectory of movement of an arbitrary point on the deep vibrator, establishing that points not lying on the central plane undergo oscillations along circular trajectories on the horizontal plane. Additionally, the inclination angle of the plane of oscillations of points relative to the horizontal axis was calculated based on the distance of these points from the center of mass of the deep vibrator and the angle of rotation of unbalanced loads.

The practical application of the developed model includes the construction of a suspended deep vibrator for concrete compaction. The use of such vibrators allows for time savings and prevents delamination in adjacent layers of concrete due to the overlay of the vibration action of neighboring vibrators. The methods and constructions developed in this study can find broad applications in the construction industry to enhance the quality of concrete structures and optimize compaction processes.

Keywords: unbalance, deep vibrator, concrete mixture, compaction.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМмаМ 601ММ.015-00.00.000 А

Лист

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 та оптимізація конструкції наконечника
глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей**

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи магістра

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Зміст

Вступ	3
1 Ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт . вибір обладнання, оцінка продуктивності.....	5
1.1 Загальні положення	5
1.2. Способи ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт	6
1.3 Вібраційне ущільнення бетонної суміші: вибір обладнання та оцінка продуктивності	7
1.3.1 Вібраційне ущільнення бетонної суміші: особливості та методика	7
1.3.2 Вплив оптимального режиму вібрування на якість бетонної суміші	8
2. Конструювання глибокого вібратора.....	13
2.1 Відомості про установку що проектується	14
2.2 Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції.....	15
2.3 Розрахунок елементів віброприводу.....	21
2.3.1 Розрахунок вала вібратора.....	21
2.3.2 Розрахунок підшипників валу вібратору	35
3 Дослідження динаміки глибокого вібратора.....	39
3.1. Динамічна модель глибокого вібратора для ущільнення бетонних сумішей і рівняння руху	39
3.2 Визначення траєкторії руху довільної точки глибокого вібратора	50
3.3 Оптимізація конструкції наконечника глибокого вібратора	58
ВИСНОВКИ	62
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	63
Додатки.....	55

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Зміст	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Семенов			15.01		Н		2
Перев.	Склярєнко			15.01				
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			15.01				
Затв.	Орисєнко			19.01				
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Вступ

Впровадження інновацій у виробництво будівельних матеріалів вимагає постійного удосконалення технологій та обладнання. Однією з ключових проблем у виробництві залізобетону є ефективне видалення повітря з бетонної суміші під час вібрації, що визначає якість готового продукту. У даному контексті, наше дослідження спрямоване на вивчення та оптимізацію конструкції глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей.

Використання глибинних вібраторів є ефективним засобом видалення повітряних бульбашок з розчину, що призводить до поліпшення плинності складу та рівномірного розподілу наповнювача. Такий процес зміцнює зчеплення арматури з сумішшю, попереджає утворення пор в готовому бетоні та забезпечує його кращою структурною щільністю.

Однак, для досягнення оптимальних результатів, необхідно розробляти вібраційні машини з науково обґрунтованими технологічними параметрами. Рбота спрямована на вивчення взаємодії робочого органа вібраційної машини з бетонною сумішшю, з урахуванням реологічних властивостей розчину та інших фізико-механічних параметрів матеріалу.

Вивчення та оптимізація конструкції глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей визначається необхідністю вирішення важливих завдань у сучасному будівництві. Розробка вібраційних машин з науково обґрунтованими технологічними показниками є ключовим кроком у підвищенні ефективності виробництва будівельних виробів, зокрема, забезпечуючи видалення повітря з бетонної суміші під час її ущільнення.

Дослідження взаємодії робочого органа вібраційної машини з бетонною сумішшю має на меті врахування різноманітних фізико-механічних властивостей матеріалу. Реологічні параметри, такі як граничні напруження

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ			
Розроб.		Семенов		15.01	Вступ	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Скляренко		15.01		Н	3	
Керівник						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.		Васильєв		15.01				
Затв.		Орисенко		15.01				

зсуву, в'язкість і період релаксації, важливі для правильного функціонування вібраційних установок. Одночасно слід враховувати ущільнюваність, зміну об'єму під час ущільнення, однорідність, розшаровуваність та наявність повітряних бульбашок у бетонній суміші.

Проблема полягає в тому, що властивості бетону постійно змінюються під час процесу ущільнення, який супроводжується вібрацією. Енергія вібрації витрачається на збільшення текучості бетону, супроводжуючись розпушенням та ослабленням зв'язків між елементами суміші. Це призводить до руйнування первинної структури системи, зменшення в'язкості та опору зсуву. Навіть раніше малорухомі суміші можуть набувати певної текучості під впливом цього процесу.

Задача полягає в уникненні негативних наслідків цих змін властивостей бетону та розробці конструкцій вібраційних машин, які ефективно управляють цими процесами, забезпечуючи високу якість та стабільність будівельних матеріалів.

1 Ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт . вибір обладнання, оцінка продуктивності

1.1 Загальні положення

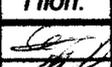
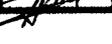
Ущільнення бетонної суміші визначається як найважливіший етап бетонних робіт, забезпечуючи необхідну щільність та стійкість будівельних конструкцій. Цей процес є критичним для досягнення високої міцності, водонепроникності та морозостійкості бетону, оскільки він забезпечує рівномірне заповнення просторів між арматурою та опалубкою.

Бетонну суміш, яка використовується для формування конструкцій, ущільнюють різними методами, такими як вібрування, трамбування, штикування, вакуумування та їх комбінації. Кожен з цих методів спрямований на забезпечення оптимального розподілу та щільного ущільнення бетонної маси.

Метою процесу ущільнення є досягнення високої щільності та однорідності бетону, що є ключовими факторами для забезпечення довговічності та стійкості будівельних конструкцій. Використання різних методів ущільнення дозволяє досягти оптимальних результатів в залежності від конкретних умов та вимог конкретного проекту.

Оптимальний розподіл та щільне ущільнення бетонної маси визначають якість та властивості готового бетону, який в свою чергу впливає на довговічність та стійкість будівельних конструкцій.

Використання різноманітних методів ущільнення, таких як вібрування, трамбування, штикування і вакуумування, а також їх комбінації, надає можливість вибрати оптимальний підхід в залежності від конкретних умов будівництва та вимог проекту.

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.	Семенов			15.01
Перев.	Скляренко			15.01
Керівник				15.01
Н. контр.	Васильєв			15.01
Затв.	Орисенко			19.01
Ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт . вибір обладнання, оцінка продуктивності				
		Лім.	Лист	Листів
		Н	5	
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»				

1.2. Способи ущільнення бетонних сумішей, механізація робіт

Вібрування визнається основним та ефективним способом ущільнення бетонних сумішей. Під час вібрації частки заповнювача виконують коливальний рух, що призводить до підвищеної плинності та рухливості бетонної суміші. Ця розріджена суміш рівномірно розподіляється в опалубці, заповнюючи простір між арматурними стержнями.

В процесі вібрації енергія витрачається на подолання сил тертя та зчеплення між частками суміші, які перегруповуються під впливом гравітації, створюючи більш стійке положення. Цей процес призводить до щільного упакування часток бетонної суміші. В зоні вібрації виникає підвищений тиск, який витісняє повітряні пухирці, ущільнюючи суміш, і на поверхні з'являється цементне молочко, що поліпшує структуру бетону.

Вібрацію застосовують за допомогою внутрішніх (глибинних), поверхневих та зовнішніх вібраторів. Внутрішні вібратори занурюються в глибину бетонної суміші на 0,3-0,4 метра, зовнішні прикріплюють до опалубки, а поверхневі встановлюють на поверхні ущільнюваної бетонної суміші.

Вибір типу вібратора залежить від форми та розмірів конструкції, ступеня її армування, необхідної інтенсивності бетонування та реологічних характеристик бетонної суміші. Використання вібрації визнано найефективнішим методом для досягнення високої якості та щільності бетонних конструкцій.

При бетонуванні масивних конструкцій, таких як фундаменти чи стіни, ефективно використовують глибинні вібратори типу булави. Ці вібратори дозволяють ущільнювати бетонну суміш на значній глибині, заповнюючи простір між арматурою та опалубкою. Для щільно армованих конструкцій застосовують внутрішні вібратори з гнучким валом та зовнішні вібратори.

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

Поверхневі вібратори використовують для ущільнення верхніх шарів бетону, застосовуючи їх при бетонуванні підлог і плит. Це дозволяє спрямовано впливати на конкретні області конструкції.

Штикування бетонної суміші виконується вручну за допомогою шурників. Цей метод застосовується у виняткових випадках, наприклад, при бетонуванні тонкостінних і щільно армованих конструкцій, або при використанні високорухлих і литих сумішей для уникнення розшарування під впливом вібрації.

Вакуумування бетонної суміші є ефективним методом впливу на властивості отриманого бетону. Цей процес здійснюється за допомогою вакуум-матів або вакуум-трубок, що дозволяє вилучити повітря з суміші, покращуючи її щільність та структуру.

Трамбування виконується ручними і пневматичними трамбувальними пристроями, особливо ефективним для ущільнення малорухомих бетонних сумішей у конструкціях з низьким ступенем армування, де застосування вібраторів може бути неефективним або неможливим через негативний вплив вібрації на навколишні об'єкти.

1.3 Вібраційне ущільнення бетонної суміші: вибір обладнання та оцінка продуктивності

Вібраційне ущільнення є ключовим етапом в процесі бетонування, спрямованим на забезпечення високої якості та стійкості будівельних конструкцій. Вибір відповідного обладнання та оцінка продуктивності відіграють важливу роль у досягненні оптимальних результатів.

1.3.1 Вібраційне ущільнення бетонної суміші: Особливості та методика

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		7

Ущільнення бетонної суміші внаслідок вібраційного впливу визначається рухливістю, що становить від 0 до 9 см. Тривалість вібрування належно варіює в межах 30–100 с, при цьому на поверхні бетону відзначається поява цементного молочка, що слугує індикатором завершення процесу вібрації.

При бетонуванні монолітних конструкцій, таких як плити перекриття, ростверки тощо, для забезпечення неперервної укладки та ущільнення суміші, конструкцію розбивають на блоки бетонування, які послідовно бетонують у шаховому порядку. Горизонтальне укладання бетонної суміші проводять шарами по всій площі конструкції. Товщина кожного шару становить 0,3-0,4 м при використанні вібраторів.

У випадку багат шарового укладання, необхідно наносити свіжу суміш на ущільнений попередній шар до того, як відбудеться процес схоплювання бетонної суміші. Товщина кожного шару визначається різними параметрами: для внутрішнього вібрування - довжиною робочої частини вібратора, для поверхневого вібрування конструкцій з неармованою або одиночною арматурою - 250 мм, а для конструкцій з подвійною арматурою - 120 мм.

У випадках, коли розміри конструкції ускладнюють дотримання вказаних розмірів, застосовується ступінчастий спосіб укладання. В даному випадку значно скорочується площа, що бетонується одночасно, і довжина ступенів повинна бути не менше 3 метрів.

1.3.2 Вплив оптимального режиму вібрування на якість бетонної суміші

Визначення оптимального режиму вібрування бетонної суміші є важливим фактором, який суттєво впливає на якість будівельних конструкцій. Зайва тривалість вібрування може спричинити розшарування суміші, тоді як недостатня тривалість може призвести до нещільного укладання матеріалу.

При використанні поверхневих вібраторів тривалість вібрування з однієї

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		8

позиції становить від 20 до 60 секунд, глибинних - від 20 до 40 секунд, зовнішніх - від 50 до 90 секунд. Тривалість вібрування твердих бетонних сумішей повинна бути принаймні рівною показнику жорсткості конкретної суміші.

При переміщенні глибинного вібратора від однієї позиції до іншої, відстань переміщення не повинна перевищувати 1,5 радіуса його дії. Внутрішній вібратор занурюється на глибину 5-8 см у розташований нижче шар для обробки стику між шарами та забезпечення монолітного зв'язку. Перестановку поверхневого вібратора слід виконувати так, щоб його робоча площадка перекривала суміжну ущільнену ділянку не менше ніж на 10 см.

Укладання і ущільнення бетонної суміші повинні здійснюватися безперервно, оскільки будь-яке затримання операцій суттєво знижує фізико-механічні характеристики бетону. Кількість вібраторів визначається з урахуванням їх надійності за спеціальною формулою.

$$m = 1,35 \cdot \frac{I}{Q \cdot n} \quad (1.1)$$

де, 1,35 – коефіцієнт надійності;

I – інтенсивність подавання бетонної суміші, м³/год;

Q – експлуатаційна продуктивність внутрішнього вібратора, м³/год;

n – кількість шарів бетонування.

Експлуатаційну продуктивність внутрішнього вібратора Q знаходять за формулою

$$Q = 0,75 \cdot \pi \cdot r \cdot h \cdot \frac{3600}{t_1 + t_2} \cdot K_1 \quad (1.2)$$

де, 0,7 – коефіцієнт, що враховує перекриття площі ущільнення, виходячи з умов пересування вібраторів через 1,5 r, r – радіус дії вібратора, м;

h – товщина шару;

t₁ – тривалість ущільнення, с ;

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

t_2 – тривалість перестановки вібратора, с ;

K_1 – коефіцієнт використання робочого часу вібратора впродовж зміни.

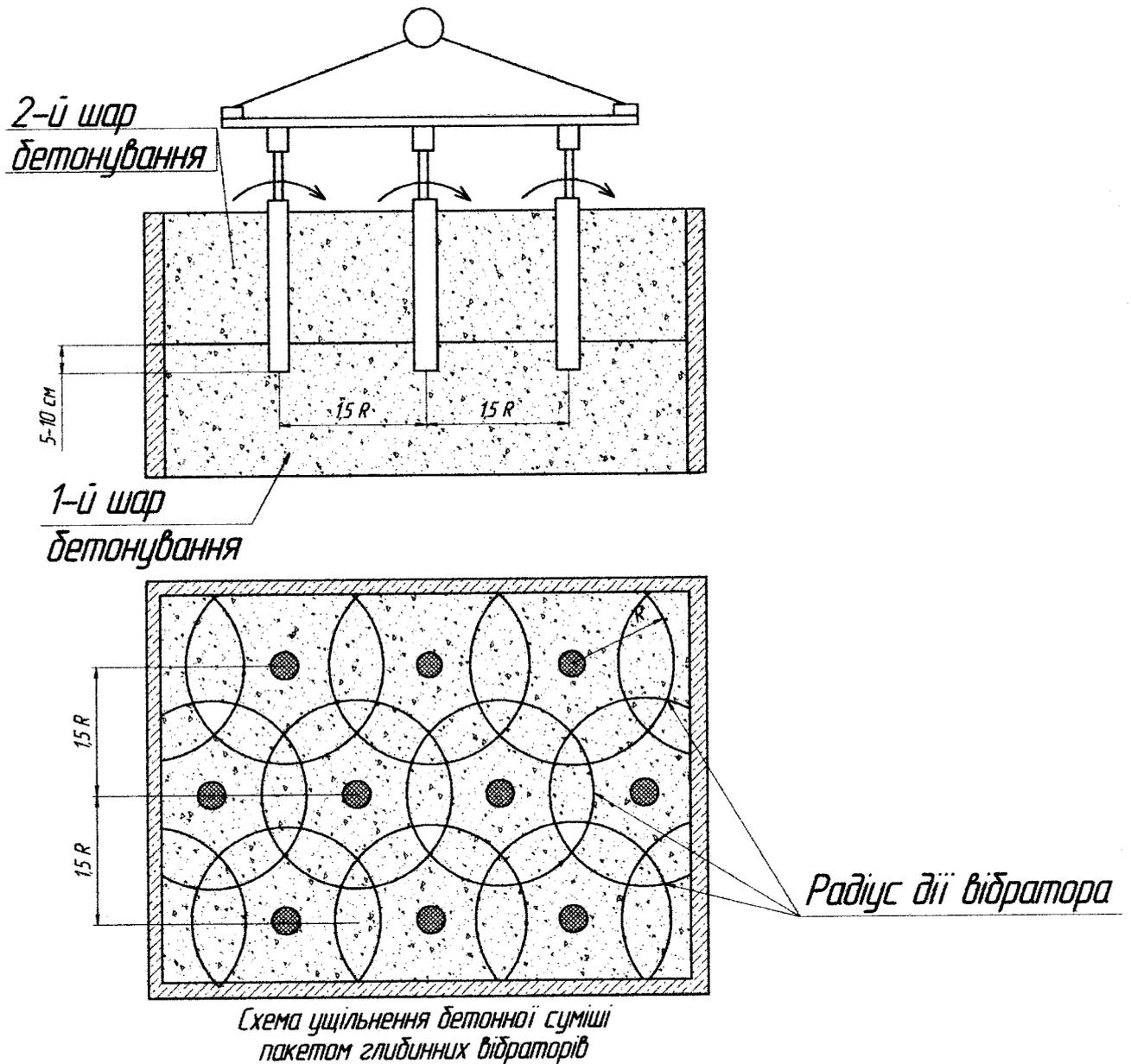


Рисунок 1.1 – Схема ущільнення бетонної суміші

На рисунку 1.2 показана просторова схема дії глибоких вібраторів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

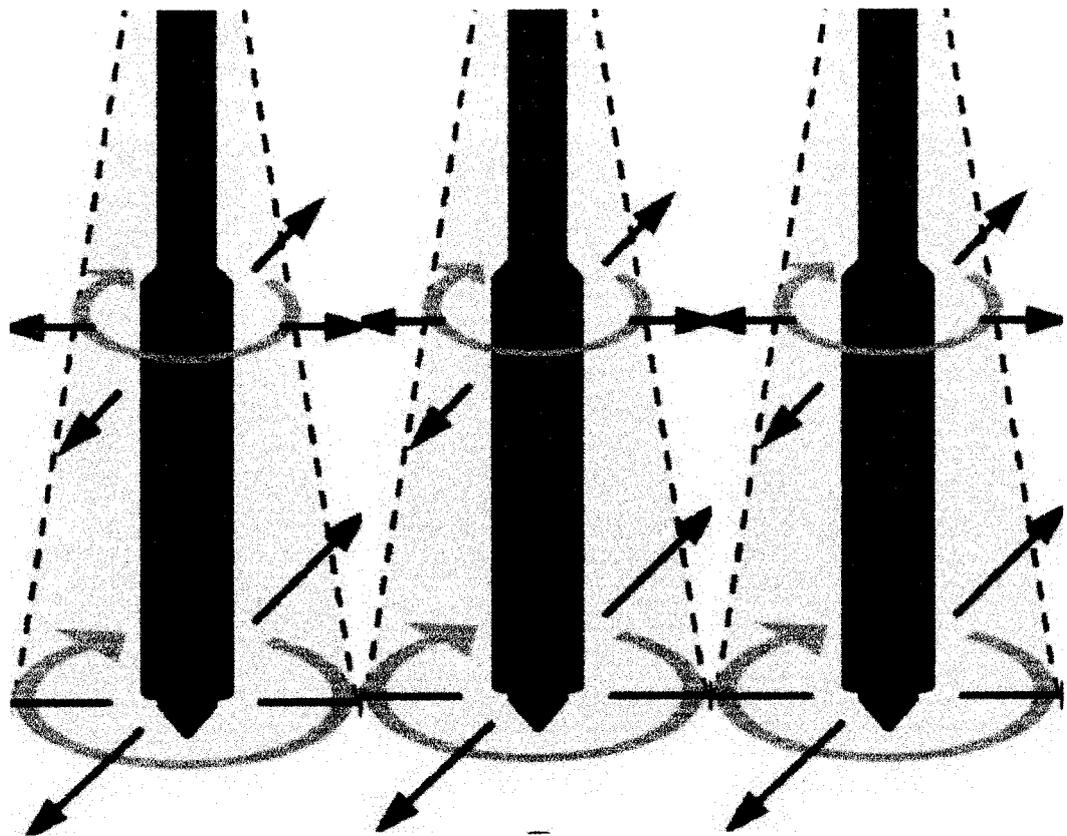


Рисунок 1.2 – Просторова схема дії глибоких вібраторів

Використання бетононасосного транспорту, що передбачає використання високорухомих бетонних сумішей, дозволяє ефективно поєднувати процес укладання і ущільнення. Цей метод, відомий як напірне бетонування, застосовується для плоских конструкцій з бетону, що мають щільні та пористі заповнювачі. Максимальна висота бетонованих елементів може досягати 2,5–3,2 м при робочому тиску в бетоноводі на виході 4–6 МПа.

На рисунку 1.3 наведено процес ущільнення бетону за допомогою глибоких вібраторів. Цей підхід дозволяє досягти високої однорідності матеріалу та зменшити витрати праці на укладання та ущільнення сумішей. Ефективність напірного бетонування збільшується застосуванням віброзбуджувача на виході з бетоновода, що знижує в'язкість суміші та опір її руху між стінками опалубки. На великих об'єктах гідротехнічного будівництва для ущільнення бетонних сумішей використовують пакети потужних вібраторів,

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

11

які переміщують механізованим способом.

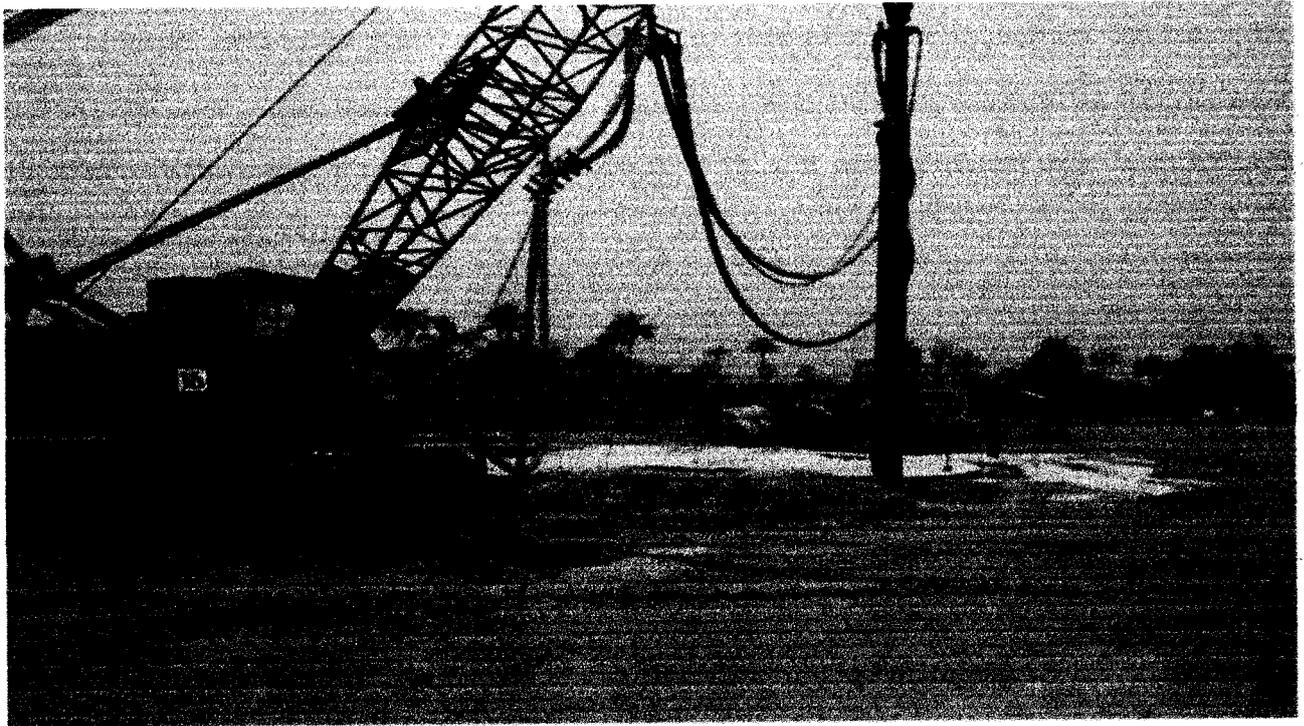


Рисунок 1.3 – Процес ущільнення бетону за допомогою глибинних вібраторів навісного типу

Особливу увагу слід звернути на використання гідротехнічних споруд, де для ущільнення бетонних сумішей використовують пакети потужних вібраторів, які ефективно переміщуються механізованим способом, забезпечуючи оптимальний ступінь ущільнення та якість бетонування.

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

2. Конструювання глибинного вібратора

Нами пропонується розрахувати та розробити креслення глибинного вібратора для ущільнення бетонних виробів пакетним методом за допомогою підвіски вібраторів на траверсі (рисунок 2.1) для виконання умов ущільнення показаних на рисунку 1.1.

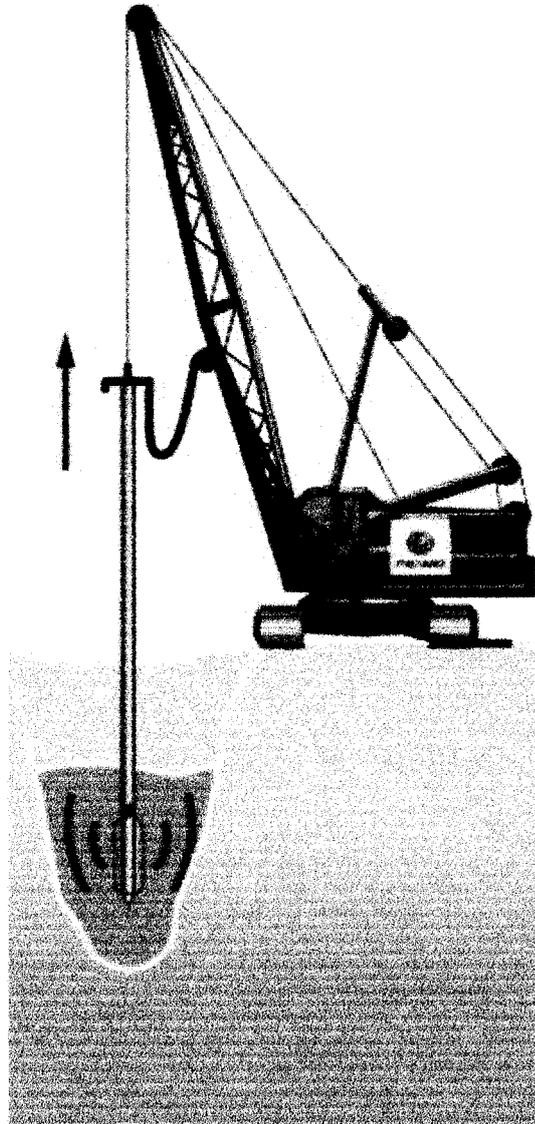


Рисунок 2.1 – Використання підвісного глибинного вібратора

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Конструювання глибинного вібратора				
Розроб.	Семенов	<i>[Signature]</i>	15.01	Лім.				Лист	Листів
Перев.	Склярєнко	<i>[Signature]</i>	15.01	Н				13	
Керівник				Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»					
Н. контр.	Васильєв	<i>[Signature]</i>	15.01						
Зав.	Орисєнко	<i>[Signature]</i>	19.01						

2.1 Відомості про установку що проектується

Проектована конструкція глибокого вібратора призначена для ефективного вібраційного ущільнення бетонних сумішей. У верхній частині пристрою розташований привід, який відповідає за подачу руху дебалансному валу. Центральною частиною конструкції є вал дебалансний, який встановлений в металевий корпус із зовнішніми ребрами.

Важливим аспектом цього проекту є використання дебалансного вала для генерації вібраційного руху. Привід виражений у високоефективній системі, спроектованій для оптимального передавання енергії на дебалансний вал. Вал, у свою чергу, розташований посередині корпуса, що забезпечує балансовану роботу та стабільність в процесі вібраційного ущільнення.

Металевий корпус обладнаний зовнішніми ребрами, які забезпечують додаткову жорсткість і стійкість конструкції. Ці елементи спроектовані для оптимального розподілу навантаження та підвищення тривалості служби вібратора (Рисунок 2.2).

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

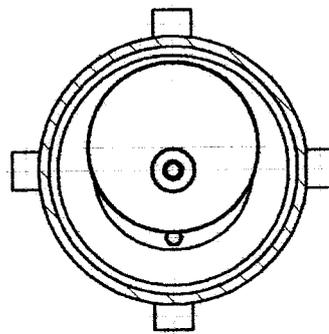
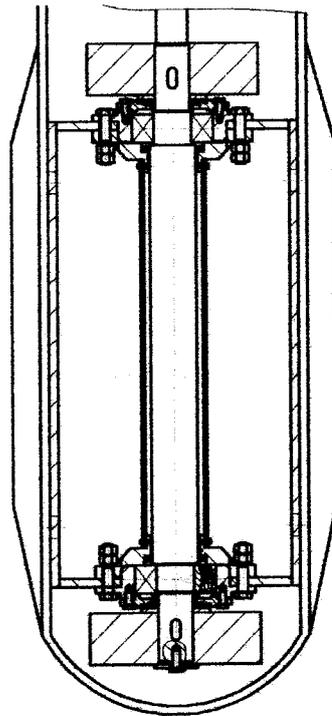


Рисунок 2.2 – Установки для глибокого ущільнення бетонів

2.2 Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції

Для встановлення параметрів нашої установки приймаємо значення віброприскорення, яке застосовується у горизонтальному напрямку та відповідає за процес вібраційного очищення, що забезпечується застосуванням вібратора направлених коливань має вид [7]

$$\ddot{y} = A\omega^2, \quad (2.1)$$

де A – амплітуда коливань, м;

ω – частота коливань.

Приймаючи колову частоту коливань $\omega=150\text{ с}^{-1}$, що відповідає частоті обертання валу вібратора $n=1440\text{ об/хв}$, ми дотримуємося бажання досягти рівних значень прискорень.

$$k = 2g, \quad (2.2)$$

Задане прискорення вільного падіння позначено $g=9.8\text{ м/с}^2$.

Амплітуда коливань при дії направленої сили буде позначатися як AA .

$$A = \frac{2g}{\omega^2 \sin \beta} = \frac{2 \cdot 9,8}{150^2} = 0,0009 = 0,001 \quad (2.3)$$

Рівень віброприскорень (або також інтенсивність вібраційного прискорення) позначається як a і визначається за допомогою амплітуди коливань A та кругової частоти коливань ω за наступною формулою:

$$\ddot{y} = 0,001 \cdot 150^2 = 22,5. \quad (2.4)$$

Щоб визначити потрібну масу дебалансів, давайте розглянемо вираз для центробежної сили, яка виникає внаслідок обертання дебалансу.

Потрібна маса дебалансів $m_{sp} A$, кг,

$$m_{sp} A = nm_g R, \quad (2.5)$$

де $m_{\text{сп}}$ – маса рухомих частин може бути визначена на підставі подібності. Подібність в даному контексті може бути виражена через безрозмірні параметри. Один з найбільш відомих принципів подібності в фізиці — теорема Піаже, яка встановлює умови подібності між різними фізичними системами. Приймаємо 60 кг,

A – амплітуда коливань корпусу вібробудувача, м, $A = 0,001$;

n – кількість дебалансів. Для проектуемого вібратора направлених коливань приймаємо $n=2$, що повинно забезпечити рівномірну вібрацію;

R – відстань від вісі обертання до центру ваги дебалансу, м.

Приймаємо плоский дебаланс, що має форму кільця з шириною $v=0,08$ м і радіусом $R_y = 0,11$ м. Радіус посадочного отвору орієнтовно приймаємо $r_y = 0,024$ м.

Маса дебалансу $m_{\text{д}}$, кг, як маса сталевого кільця визначимо за формулою (2.6)

$$m_{\text{д}} = \pi(R_{\text{д}}^2 - r_{\text{д}}^2)v\rho, \quad (2.6)$$

де ρ густина сталі, кг/м³, $\rho = 7800$.

$$m_{\text{д}} = 3,14(0,11^2 - 0,024^2) \cdot 0,08 \cdot 7800 = 22,58. \quad (2.7)$$

Тоді

$$R = \frac{m_{\text{сп}}A}{nm_{\text{д}}} = \frac{7690 \cdot 0,001}{2 \cdot 22,58} = 0,17. \quad (2.8)$$

Відстань від центру обертання до геометричного центру дебалансу може

бути важливою характеристикою при проектуванні вібраційних систем, таких як глибинні вібратори. Вона може впливати на амплітуду та характер коливань системи.

Визначення цієї відстані може бути виконане зазначенням координат центрів мас і геометричних центрів дебалансу та використанням відповідних векторних або геометричних відношень f , м., зображено на рисунку 2.5.

$$f = \frac{R(R_o^2 - r_o^2)}{R_o^2} = \frac{0,17(0,11^2 - 0,024^2)}{0,11^2} = 0,16. \quad (2.9)$$

Підставляючи попередньо підібрані данні в формулу 2.5 отримаємо

$$7690 \cdot 0,001 = 2 \cdot 22,58 \cdot 0,17, \quad (2.10)$$

$$7,69 = 7,68. \quad (2.11)$$

Середня потужність двигуна вібратора N , кВт, [8]

$$N = \frac{M_{on} \omega}{1000 \eta}, \quad (2.12)$$

де ω – кутова швидкість вібратора, c^{-1} , $\omega = 150$;

η – к.к.д приводу при передачі обертання з електродвигуна з допомогою муфти $\eta = 0,98$,

M_{on} – середнє значення сили опору роботі обладнання з направленими коливаннями ,

$$M_{on} = \frac{1}{2} \gamma A^2 + D_1 \omega^2, \quad (2.13)$$

де γ – еквівалентний коефіцієнт непружних опорів враховує взаємодію матеріалу з робочою поверхнею та може бути обчислений за наступною формулою:

$$\gamma = \frac{W}{\pi A^2}, \quad (2.14)$$

де W – енергія, Вт, що витрачається при ущільненні, можна обчислити,

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

18

використовуючи наступну формулу:

$$W = \frac{2m_{zp}m_1}{m + m_1} \left(\frac{\pi \cdot g}{\omega} \right)^2, \quad (2.15)$$

де m_{zp} – маса коливних частин, кг, $m_{zp} = 300$;

m_1 – сумарна маса дебалансів, кг,

$$m_1 = 4m_d = 4 \cdot 22,58 = 90,32; \quad (2.16)$$

g – прискорення вільного падіння.

$$W = \frac{2 \cdot 7690 \cdot 90,32}{3300 + 90,32} \left(\frac{3,14 \cdot 9,8}{150} \right)^2 = 17,6, \quad (2.17)$$

$$\gamma = \frac{17,6}{3,14 \cdot 0,00445^2} = 283094,7; \quad (2.18)$$

$D\omega^2$ – усереднений момент тертя в підшипниках, $H \cdot м$,

$$D = \mu d_0 Q; \quad (2.19)$$

μ – ведений коефіцієнт тертя, $\mu = 0,006$;

d_0 – внутрішній діаметр підшипника вібратора. Орієнтовно приймаємо

$d_0 = 0,06$;

Q – узагальнена сила опору, $H \cdot м$,

$$Q = \sqrt{(F - A)m_2 F}, \quad (2.20)$$

де F – відстань від центра ваги вібратора до осей обертання ведучого

$$\text{вала, м, } F = \frac{2m_1 R}{m_0}, \quad (2.21)$$

де m_1 маса дебалансів, кг, $m_1 = 90,32$;

R – відстань від центру ваги дебалансу до осей обертання, м, $R = 0,15$;

m_0 – маса співвісних деталей вібратора крім дебалансів, кг, орієнтовно приймаємо $m_0 = 100$.

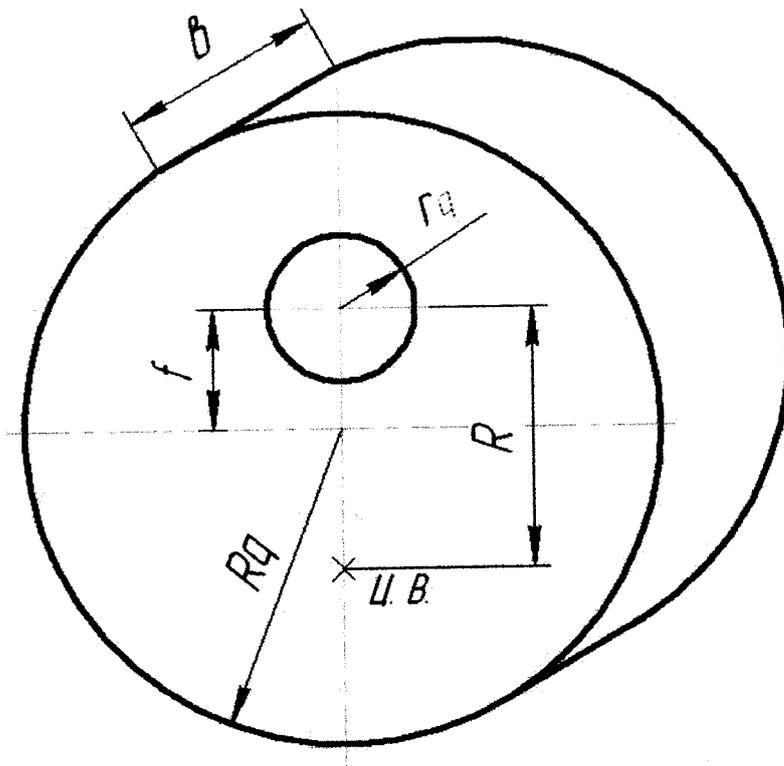


Рисунок 2.5 – Схема дебалансу вібратора

$$F = \frac{2 \cdot 90,32 \cdot 0,15}{100} = 0,27, \quad (2.22)$$

$$m_2 = m_0 + 2m_1 = 100 + 2 \cdot 90,32 = 280,64, \quad (2.23)$$

$$Q = \sqrt{(0,27 - 0,00445) \cdot 280,64 \cdot 0,27} = 4,49, \quad (2.24)$$

$$D = 0,006 \cdot 0,06 \cdot 4,49 = 16,2 \cdot 10^{-4}, \quad (2.25)$$

$$M_{on} = 283094,7 \cdot 0,00445^2 + 16,2 \cdot 10^{-4} \cdot 150^2 = 40,08. \quad (2.26)$$

Тепер можна буде використовувати це значення для обчислення енергії витраченої при ущільненні, використовуючи раніше наведену формулу. N_o , кВт

$$N_o = \frac{41 \cdot 150}{1000 \cdot 0,98} = 1,06. \quad (2.27)$$

Приймаємо до установки електродвигун А041-6 потужністю $N = 1,1$ кВт і частотою обертання 1440 об/хв.

2.3 Розрахунок елементів віброприводу

2.3.1 Розрахунок вала вібратора

На вал діють різні сили і моменти, такі як сили інерції дебалансів, сила ваги валу, сила ваги дебалансів, і крутний момент. Для визначення епюру згинаючих моментів можна скористатися рівнянням рівноваги моментів, яке враховує всі вказані сили і моменти. [11].

Щоб побудувати епюри згинаючих моментів, потрібно зобразити залежність моменту від відстані по валу. Графічно епюри можна побудувати, поділяючи вал на деяку кількість відрізків і обчислюючи моменти, що діють на кожному відрізку. $P_{ин}$, H , дебалансів рисунку 2.2

$$P_{ин} = m_{\partial} R \omega^2, \quad (2.28)$$

де m_{∂} – маса дебалансу, $м$, $m_{\partial} = 22,58$;

R – відстань від центру ваги дебалансу до центра обертання, $кг$, $R = 0,12$

ω – кутова швидкість обертання, c^{-1} , $\omega = 104,6$;

$$P_{ин} = 22,58 \cdot 0,12 \cdot 104,6^2 = 29646,17. \quad (2.29)$$

Для визначення реакцій опор використовуємо умову рівноваги системи, Н·м,

$$\sum M_a = 0, \quad (2.30)$$

$$P_{ин} \cdot l_2 + R_{B1} \cdot l_1 - P_{ин} (l_1 + l_2) = 0, \quad (2.31)$$

$$R_{B1} = \frac{P_{ин} \cdot l_1}{l_1} = P_{ин}, \quad (2.32)$$

$$R_{B1} = R_{A1} = P_{in} = 29646,17. \quad (2.33)$$

Згинаючий момент (згинання) валу у визначеній точці можна визначити, використовуючи відомі величини сил, що діють на вал. Згинаючий момент обчислюється як добуток сили, яка викликає згинання, на відстань від точки дії цієї сили до осі обертання (валу), Н,

$$M_{1A} = P_{in} \cdot x_{1A}, \quad (2.34)$$

$$0 \leq x_{1A} < l_2, \quad (2.35)$$

де $l_2 = 0,09 \text{ м}$

При $x_{1A} = 0, \quad M_{1A} = 0.$

При $x_{1A} = 0,09 \text{ м}, \quad M_{1A} = 885,6,$

$$M_{1B} = P_{in} \cdot x_{1B}, \quad (2.36)$$

$$0 \leq x_{1B} \leq l_2, \quad (2.37)$$

де $l_2 = 0,09 \text{ м}$

При $x_{1B} = 0, \quad M_{1B} = 0.$

При $x_{1B} = l_2, \quad M_{1B} = 885,6.$

Епюра згинаючих моментів відображає розподіл моментів по довжині валу, які виникають під впливом сили ваги валу. Ця діаграма дозволяє визначити моменти, що виникають в різних точках вала, що є важливим для оцінки його міцності та деформацій.

На рисунку 2.6 представлено епюру згинаючих моментів, які виникають внаслідок сили ваги валу. Ця інформація важлива для подальшого розрахунку міцності та деформацій вала під впливом цього навантаження.

Приймаємо орієнтовно середній діаметр вала дебаланса $d_e = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		22

Вага валу дебаланса $G_e, H,$

$$G_e = m_e g, \quad (2.38)$$

де g – прискорення вільного падіння, $m/c^2, g = 9,8/$

Масу вала дебаланса $m_e, кг,$ визначаємо як масу сталевого циліндру

$$m_e = \frac{\pi}{4} d_e^2 l \rho, \quad (2.39)$$

де ρ – густина сталі, $кг/м^3, \rho = 7800;$

l – довжина дебалансного валу, $м, l = 1,3.$

$$m_e = \frac{3,14}{4} \cdot 0,06^2 \cdot 1,3 \cdot 7800 = 28,6, \quad (2.40)$$

$$G_e = 28,6 \cdot 9,8 = 280. \quad (2.41)$$

Розподілене навантаження від сили ваги дебалансного вала $q, H / м,$

$$q = \frac{G_e}{l} = \frac{280}{1,3} = 215,4. \quad (2.42)$$

Так як вал здійснює коливання разом з коробом, то повне розподілене навантаження від сили ваги валу на всю його довжину дорівнює силі ваги валу, що може бути визначено за формулою Н. Це навантаження розподіляється вздовж вала і призводить до виникнення згинаючих моментів у різних його точках. Аналіз цих моментів є важливим для оцінки міцності та деформацій вала в умовах вібраційної дії, $q_e, H,$ дорівнює

$$q_e = q + k_e q, \quad (2.43)$$

де k – коефіцієнт динамічності системи

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$k = \frac{a \cdot \omega^2}{g} \text{ ж}; \quad (2.44)$$

a – амплітуда коливань системи, $a = 0,00445$.

$$k = \frac{0,00445 \cdot 104,6}{9,8} = 4,97, \quad (2.45)$$

$$q_e = 215,4 + 4,97 \cdot 215,4 = 1285,5. \quad (2.46)$$

Розрахункова схема і епора згинаючих моментів наведені на рисунку 2.7.

Реакції опор визначаються з умови рівноваги системи, де враховані всі сили, які діють на вал під час його руху. Аналіз реакцій опор дозволяє зрозуміти, як вал реагує на зовнішні навантаження та визначити його деформації та напруження в різних точках. Це важливий етап для забезпечення міцності та надійності конструкції під час вібраційного ущільнення бетонної суміші.

$$\sum M_{A2} = 0, \quad (2.47)$$

$$q_e \cdot \frac{0,18^2}{2} + R_{B1} \cdot 1 - q_e \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{2}\right) = 0, \quad (2.48)$$

$$R_{B2} = \frac{q_e \frac{1^2}{2} + q_e \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{2}\right) - q_e \frac{0,18^2}{2}}{1} =$$

$$= \frac{1285,5 \frac{1^2}{2} + 1285,5 \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{2}\right) - 1285,5 \frac{0,18^2}{2}}{1} = 815,6, \quad (2.49)$$

$$\sum_{i=1}^n R_i = 0, \quad (2.50)$$

$$R_{A2} + R_{B2} - q_e l = 0, \quad (2.51)$$

$$R_{A2} = q_e l - R_{B2} = 1285,5 \cdot 1,3 - 815,6 = 855,5. \quad (2.52)$$

Величини згинаючих моментів зображено на рисунку 2.7. Ці дані важливі для оцінки напружень та деформацій, якими піддається вал під час своєї роботи. Аналіз цих моментів дозволяє забезпечити оптимальну конструкцію, яка відповідає вимогам міцності та довговічності. Визначення згинаючих моментів є важливим кроком у розробці ефективних систем вібрування для ущільнення бетонної суміші, забезпечуючи оптимальну роботу обладнання та якість фінального продукту.

$$M_{2A} = q_6 \cdot \frac{x_{2A}^2}{2} \quad , \quad (2.53)$$

$$0 \leq x_{2A} \leq 0,18. \quad (2.54)$$

При $x_{2A} = 0$, $M_{2A} = 0$.

При $x_{2A} = 0,18$, $M_{2A} = 20,8$.

$$M_{2B} = q_6 \cdot \frac{x_{2B}^2}{2} \quad , \quad (2.55)$$

$$0 \leq x_{2B} \leq 0,12. \quad (2.56)$$

При $x_{2B} = 0$, $M_{2B} = 0$.

При $x_{2B} = 0,12$, $M_{2B} = 9,2$.

$$M_{A-A} = q_6 \cdot 0,18 \left(\frac{0,18 + x_{A-A}}{2} \right) + q_6 \frac{x_{A-A}^2}{2} - R_A x_{A-A}, \quad (2.57)$$

$$0 < x_{A-A} < 1. \quad (2.58)$$

При $x_{A-A} = 0$, $M_{A-A} = 20,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

При $x_{A-A} = 0,4$, $M_{A-A} = -195,4$.

При $x_{A-A} = 0,5$, $M_{A-A} = -199,9 \approx 200$.

При $x_{A-A} = 0,6$, $M_{A-A} = -191,6$.

В рамках рисунку 2.6 представлено епюру згинаючих моментів, виниклих внаслідок впливу сил інерції, що діють від дебалансів. Цей графік надає важливу інформацію про розподіл згинаючих моментів на валу під час його коливань. Аналіз цієї епюри є ключовим для розуміння поведінки валу та розробки ефективної системи вібрації.

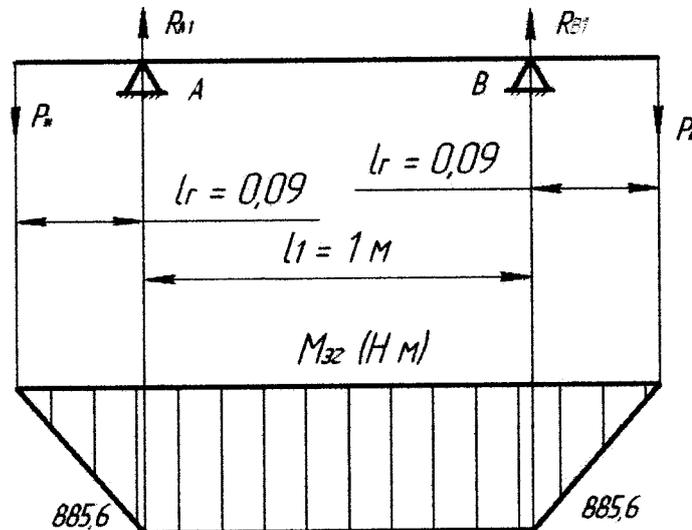


Рисунок 2.6 – Епюра згинаючих моментів від дії сили інерції дебалансів

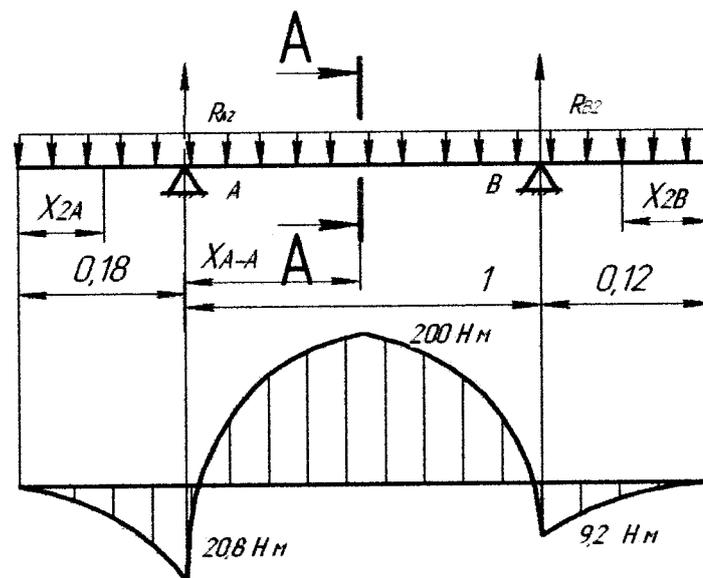


Рисунок 2.7 – Епюра згинаючих моментів від дії сил ваги валу

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

26

На рисунку 2.8 подано епюру згинаючих моментів, що виникають внаслідок дії ваги дебалансів. Цей графік відображає розподіл згинаючих моментів на валу, спричинених вагою дебалансів. Аналіз цієї епюри є важливим для оцінки напружень та деформацій валу, що дозволяє вдосконалити конструкцію та забезпечити його оптимальну працездатність в умовах вібраційного ущільнення бетонних сумішей.

Визначаємо реакції опор

$$\sum M_{A3} = 0, \quad (2.59)$$

$$Q_y \cdot l_2 + R_{B3} \cdot l_1 - Q_o(l_1 + l_2) = 0, \quad (2.60)$$

$$R_{B3} = \frac{Q_o \cdot l_1}{l_1} = Q_o. \quad (2.61)$$

Вага дебалансу установки Q_o, H ,

$$Q_o = m_o \cdot g = 22,48 \cdot 9,8 = 220, \quad (2.62)$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 220. \quad (2.63)$$

Згинаючі моменти які виникають підчас роботи

$$M_{A3} = Q_o \cdot x_{A3}, \quad (2.64)$$

$$0 \leq x_{A3} \leq 0,09. \quad (2.65)$$

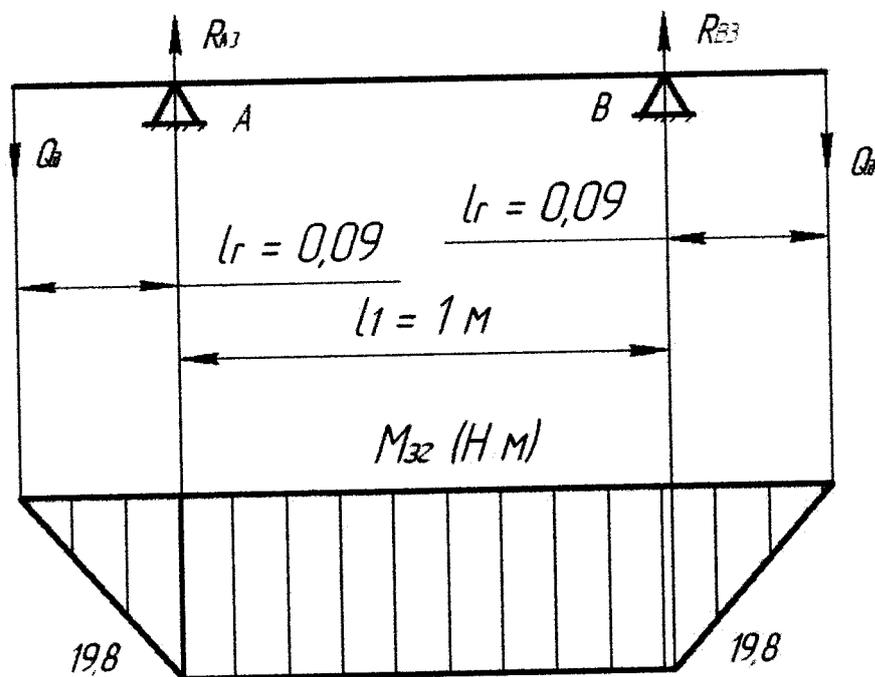


Рисунок 2.8 – Епюра згинаючих моментів від дії сил ваги дебалансів

При $x_{A3} = 0$, $M_{A3} = 0$.

При $x_{A3} = 0,09$, $M_{A3} = 19,8$.

$$M_{B3} = Q_0 \cdot x_{B3}, \quad (2.66)$$

$$0 \leq x_{B3} \leq 0,09. \quad (2.67)$$

При $x_{B3} = 0$, $M_{B3} = 0$.

При $x_{B3} = 0,09$, $M_{B3} = 19,8$.

Епюра крутних моментів $M_{кр}$, $H \cdot m$, рисунок 2.9.

$$M_{кр} = \frac{1000N}{\omega} = \frac{1000 \cdot 1,7}{104,6} = 16,2. \quad (2.68)$$

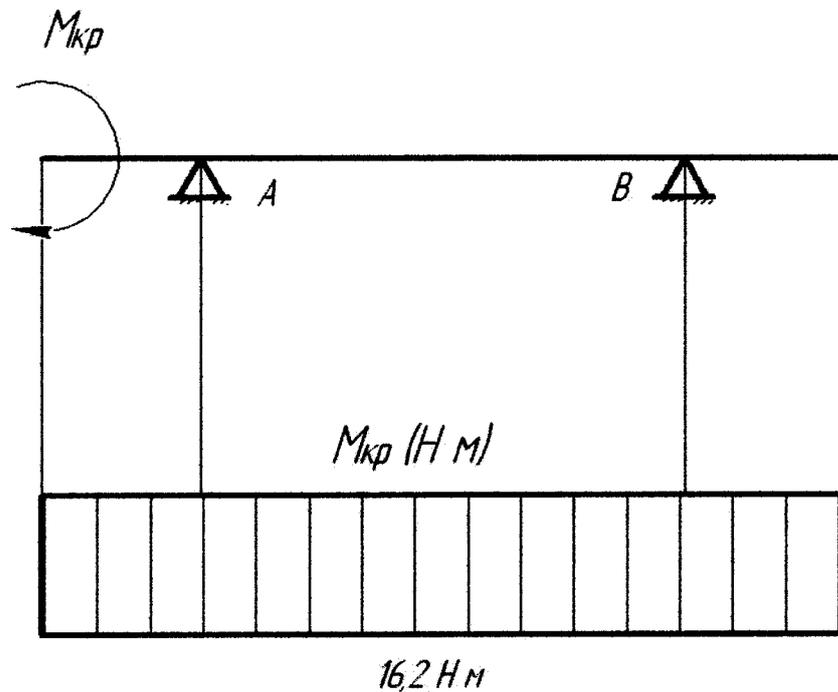


Рисунок 2.9 – Епюра крутних моментів

Зведений момент - це комбінація згинаючих моментів, що враховує вплив сили інерції, сили ваги валу і дебалансів на валу для найбільш несприятливого випадку. Розглянемо переріз А-А як найбільш завантажений.

На рисунку 2.7 наведено розрахункову схему та епюру згинаючих моментів для даного випадку. З величин згинаючих моментів у кожному з перерізів можна визначити зведений момент, який є результатом сумування впливів усіх сил і моментів.

Розрахунки зведеного моменту дозволяють точно визначити максимальне навантаження на валу в найбільш критичних умовах експлуатації. Це інформація важлива для подальшого вдосконалення конструкції та забезпечення оптимальної надійності та ефективності системи.

Згинаючий момент в цьому перерізі $M_{A-A.32}$, $H \cdot m$,

$$M_{A-A_{32}} = 885,5 + 200 + 9,8 = 1075,3. \quad (2.69)$$

Зведений момент визначаємо по четвертій теорії міцності M_{36} , $H \cdot m$,

$$M_{36} = \sqrt{M_{32}^2 + 0,75M_{кр}^2}, \quad (2.70)$$

$$M_{36} = \sqrt{1075,3^2 + 16,2^2 \cdot 0,75} = 1076. \quad (2.71)$$

Визначення діаметра валу для врахування статичної дії навантаження є ключовим етапом у проектуванні конструкції. Для цього використовуються різні інженерні методи та формули, щоб забезпечити оптимальну працездатність та безпеку валу. Діаметр валу d , мм, від статичної дії навантаження визначається за формулою

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,1[\sigma]_{ст}}}, \quad (2.72)$$

де $[\sigma]_{ст}$ – допустиме напруження при статичному навантаженні на вал, H / m^2 ;

$$[\sigma]_{ст} = \frac{[\sigma]_T}{K_o}, \quad (2.73)$$

де $[\sigma]_T$ – границя текучості для легованих сталей, H / m^2 ,

$$[\sigma]_T = 1,11f\sigma_e; \quad (2.74)$$

f коефіцієнт для легованих сталей при згині, $f = 0,75$;

σ_e – границя міцності при розтягуванні, H / m^2 .

Приймаємо як матеріал валу – сталь 40Х.

$$\sigma_e = 7,16 \cdot 10^8, \quad (2.75)$$

$$[\sigma]_T = 5,96 \cdot 10^8. \quad (2.76)$$

к – запас міцності к при статичному навантаженні, к=2

$$[\sigma]_{cm} = \frac{5,96 \cdot 10^8}{2} = 2,98 \cdot 10^8, \quad (2.77)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1076}{0,1 \cdot 2,98 \cdot 10^8}} = 3,79 \cdot 10^{-2} = 38. \quad (2.78)$$

Прийняті значення діаметрів валу у перерізі А-А та в місці посадки підшипників відповідають $d = 0,075$ м та $d_1 = 0,06$ м відповідно. Ці значення є базовими для подальших розрахунків та проектування конструкції. Вони були визначені з урахуванням статичного та динамічного навантаження, а також інших необхідних параметрів для забезпечення ефективності та безпеки валу в умовах експлуатації.

Перевірка валу на втому [12].

Осьовий момент опору круглого перерізу W , m^3 ,

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (2.79)$$

Розрахунок осьового моменту опору важливий для визначення навантаження на опорні підшипники та забезпечення їхньої надійної роботи. Осьовий момент опору може впливати на роботу вала, викликаючи його вібрації та збільшуючи знос опорних підшипників.

Для врахування осьового моменту опору у проєкті необхідно взяти до уваги різні фактори, такі як коефіцієнти тертя, характеристики матеріалів, режими роботи вала та інші фізичні параметри, що впливають на виникнення цього моменту.

В перерізі А-А

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		31

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,075^3}{32} = 4,14 \cdot 10^{-5}. \quad (2.80)$$

В опорі А

$$W_A = \frac{3,14 \cdot 0,06^3}{32} = 2,12 \cdot 10^{-5}. \quad (2.81)$$

Максимальне напруження σ_{np}^{\max} , МПа,

$$\sigma_{np}^{\max} = \frac{M_{кр}}{W} \quad (2.82)$$

Зведений момент M_A , Н · м, на опорі А

$$M_A = \sqrt{M_{3.A}^2 + 0,75M_{кр.A}^2}, \quad (2.83)$$

де $M_{3.A}$ – згинаючий момент на гнучкому валі А, Н · м,

$$M_{3.A} = M_{A1} + M_{A2} + M_{A3} = 885,6 + 20,8 + 19,8 = 926,2, \quad (2.84)$$

$$M_A = \sqrt{926,2^2 + 0,75 \cdot 16,2^2} = 930, \quad (2.85)$$

$$\sigma_{np}^{\max} = \frac{1076}{4,14 \cdot 10^{-5}} = 24,4 \cdot 10^6 = 24,4, \quad (2.86)$$

$$\sigma_{npA}^{\max} = \frac{930}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 43,8 \cdot 10^6 = 43,8. \quad (2.87)$$

Для перерізу валу, який є більш навантаженим, важливо визначити максимальний зведений момент. Це робиться для випадку, коли сили інерції дебалансів спрямовані протилежним чином до сил ваги валу і дебалансів.

Максимальний зведений момент враховує вплив сил інерції, сил ваги та дебалансів, які діють на валу одночасно. Розрахунок цього моменту є

важливим для визначення максимального навантаження на переріз вала та вибору відповідних розмірів та матеріалів.

У подальших розрахунках важливо враховувати цей максимальний зведений момент для ефективного проектування вала та забезпечення його надійності під час роботи.

$$M'_3 = 885,6 - 20,9 - 19,8 = 844,9, \quad (2.88)$$

$$M'_{np.A} = \sqrt{844,9^2 + 16,2^2 \cdot 0,75} = 850, \quad (2.89)$$

$$\sigma_{np.A}^{\max} = \frac{M'_{np.A}}{W_A} = \frac{850}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 40,092 \cdot 10^6 = 40,1. \quad (2.90)$$

Визначаємо середнє напруження циклу σ_p , МПа,

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{np.A}^{\max} + \sigma_{np.A}^{\min}}{2} = \frac{43,8 + 40,1}{2} = 41,95. \quad (2.91)$$

Визначаємо амплітуду коливань навантаження P , МПа,

$$P = \frac{\sigma_{np.A}^{\max} - \sigma_{np.A}^{\min}}{2} = \frac{43,8 - 40,1}{2} = 1,85. \quad (2.92)$$

Визначаємо характеристику циклу

$$S = \frac{\sigma_{np.P}^{\min}}{\sigma_{np.P}^{\max}} = \frac{40,1}{43,8} = 0,91, \quad (2.93)$$

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень призначаємо з урахуванням різкості порушень форми вала для чистого згину, $\alpha_{KT} = 2$.

Визначаємо границю витривалості для симетричного циклу при згині P_{-1} , МПа,

$$P_{-1} = \beta_k \cdot \sigma_{вр}, \quad (2.94)$$

де β – числовий коефіцієнт, що визначає вид деформації (для згину), $\beta = 0,4$;

$\sigma_{вр}$ границя міцності для сталі 40Х при розтягуванні, Мпа, $\sigma_{вр} = 716$.

$$P_{-1} = 710 \cdot 0,4 = 286,5. \quad (2.95)$$

Коефіцієнт чутливості при $\alpha_{КТ} = 2$ і $\sigma_{вр} = 716$ МПа приймаємо $q = 0,65$.

Дійсний коефіцієнт концентрації напружень

$$\alpha_{кд} = 1 + q(\alpha_{КТ} - 1) = 1 + 0,65(2 - 1) = 1,65. \quad (2.96)$$

Масштабний коефіцієнт при $d = 0,06$ м приймаємо $\alpha_{ш} = 0,67$.

Коефіцієнт впливу якості механічної обробки (при тонкому точінні) $\beta = 0,83$.

Коефіцієнт впливу навколишнього середовища $\beta_l = 0,3$.

Допустиме напруження для симетричного циклу $[P_{-1}]$, МПа,

$$[P_{-1}] = \frac{P_{-1} \alpha_{ш} \beta \beta_l}{k_0 \alpha_{кд}}, \quad (2.97)$$

де k_0 – запас міцності при статичному навантаженні, $k_0 = 2$.

$$[P_{-1}] = \frac{286,5 \cdot 0,67 \cdot 0,83 \cdot 0,83}{2 \cdot 1,65} = 14,4. \quad (2.98)$$

Допускне напруження при перемінних навантаженнях $[\sigma]$, МПа,

$$[\sigma] = \frac{2 \cdot [\sigma]_{см} \cdot [P_{-1}]}{(1 - S)[\sigma]_{см} + (1 + S)[P_{-1}]}, \quad (2.99)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

де $[\sigma]_{ст}$ – допустимі напруження при статичному навантаженні, Мпа, $[\sigma]_{ст} = 298$.

$$[\sigma] = \frac{2 \cdot 298 \cdot 14,4}{(1 - 0,91) \cdot 298 + (1 + 0,91) \cdot 14,4} = 158. \quad (2.100)$$

Коефіцієнт запасу по напруженням

$$k = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\max}} = \frac{158}{43,8} = 3,6. \quad (2.101)$$

Допустиме значення коефіцієнту запасу міцності $[k] = 1,3 \dots 1,5$.

Таким чином умови міцності валу виконуються.

2.3.2 Розрахунок підшипників валу вібратору

Приймаємо в якості опори валу двохрядний самоустановний підшипник, виходячи із наступних міркувань [13].

- значна відстань між опорами (1 м);
- неможливість підтримки в опорі високого допуску на співвісність;
- велике значення навантаження.

З урахуванням визначеного діаметру валу приймаємо підшипник №3612 ГОСТ 5721-75.

Характеристика підшипника наведена в таблиці 2.2[13].

Таблиця 2.2 – Характеристика підшипника

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		35

$d, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$B, \text{мм}$	$C, \text{кН}$	$n, \text{об/хв}$
60	130	46	130	2500

Визначаємо довговічність підшипника L у млн. обертів

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha, \quad (2.102)$$

де C – найбільша вантажопідйомність, кН , $C = 130$;

P – приведені навантаження, кН ;

α – показник ступеню, для роликових підшипників, $\alpha = 10/3$.

$$P = (XVF_r + YF_a)k_\beta k_T \quad (2.103)$$

де F_r – радіальне навантаження, кН , яке дорівнює реакції опори А,

$$F_r = R_A = 9838,3 + 855,5 + 220 = 10913,8 \approx 11, \quad (2.104)$$

де F_a – осьове навантаження, в нашому випадку $F_a = 0$;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

k_t – температурний коефіцієнт, так як температура підшипника не перевищує $t = 105^\circ\text{C}$ приймаємо $k_t = 1$;

k_β – коефіцієнт безпеки, який враховує характер роботи.

Для підшипників $k_\beta = 1,6$;

V – коефіцієнт обертання. Якщо прийняти, що вектор навантаження нерухомий і обертається зовнішнє кільце то $V = 1,2$.

$$P = (1 \cdot 1,2 \cdot 11 + 0) \cdot 1,6 \cdot 1 = 19,36, \quad (2.105)$$

$$L = \left(\frac{130}{19,76}\right)^{\frac{10}{3}} = 571,2. \quad (2.106)$$

Довговічність підшипника L_h в годинах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (2.107)$$

де n – частота обертання підшипника, об/хв, $n = 1400$.

$$L_h = \frac{571,2 \cdot 10^6}{60 \cdot 1400} = 6800. \quad (2.108)$$

Заміна підшипників вібраторів планується при текучому ремонті через 6800 годин роботи, тобто умови довговічності підшипників виконуються.

Технічна характеристика глибинного вібратора наведена в таблиці 2.2:

Таблиця 2.2 – Технічна характеристика глибинного вібратора

Технічні показники	Після модернізації
Габаритні розміри: – ширина, мм – висота, мм	500 2000
Електродвигун: – кількість, шт – потужність, кВт	1 0,76, 1,1
Маса, кг	146
Час проведення ущільнення[22] хв	10

2.4 Технічна продуктивність

Технічна продуктивність, Π_T , м/год.

$$\Pi_T = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} \quad (2.109)$$

де $T_{\text{ц}}$ – час виконання одного циклу.

$$T_{ц} = t_{п} + t_{р} \quad (2.110)$$

де $t_{п}$ – час виконання одного учіьнення хв. $t_{п}=10$;

$t_{р}$ – час затрачений на ручні операції хв, $t_{р}=5$.

$$T_{ц} = 5 \quad (2.111)$$

Приймаємо час ущільнення 2 хв (120 с).

$$П_{т} = \frac{3600}{120} = 30 \quad (2.112)$$

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3 Дослідження динаміки глибинного вібратора

3.1. Динамічна модель глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей і рівняння руху

Описана динамічна модель установки для глибинного вібратора призначена для ущільнення бетонних сумішей та відображена на рисунку 3.1. Робочий орган установки, який є глибинним вібратором, підвішений за допомогою сталених канатів, розташованих рівномірно по колу. Глибинний вібратор у цій моделі є твердим тілом масою M_1 , яке не піддається деформації. Система підвісу дозволяє здійснювати просторові рухи, надаючи глибинному вібратору шість ступенів свободи.

Установка приводиться в рух електромеханічним вібробудувачем, який встановлений на підшипниках і є співісним з вертикальною віссю вала. На валу розміщені два дебалансні вантажі з масами m_v і m_n та ексцентриситетами g_v і g_n . Вантажі розташовані на відстані h_v і h_n від центру мас контейнера O відповідно. Вібробудувач отримує обертання від приводного електродвигуна за допомогою еластичної муфти.

Ця модель реалізує широкий спектр рухів і кутових швидкостей, необхідних для ефективного ущільнення бетонних сумішей.

Система підвісу дозволяє здійснювати будь-які просторові рухи, тому глибинний вібратор володіє шістьма ступенями свободи. Нижня частина глибинного вібратора має округлену форму з середнім радіусом R_c , а верхня частина обмежується зовнішнім і внутрішнім циліндрами.

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Дослідження динаміки глибинного вібратора		
Розроб.	Семенов			15.01			
Перев.	Склярєнко			15.01			
Керівник							
Н. контр.	Васильєв			15.01			
Затв.	Орисєнко			19.01			
					Літ.	Лист	Листів
					Н	39	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

Глибинний вібратор приводиться в рух від електромеханічного вібробудувача, що являє встановлений на підшипниках співісний з вертикальною віссю вал, на якому з ексцентриситетами Γ_B і Γ_H встановлені два дебалансних вантажа з масами m_B і m_H , причому у вертикальному напрямку вантажі розміщені на відстані h_B і h_H від центру мас контейнера O – відповідно.

Площини, що проходять через центри мас дебалансних вантажів і вісь валу, утворюють між собою кут розвороту дебалансних вантажів – α ; ω_B – кутова швидкість обертання дебалансного валу.

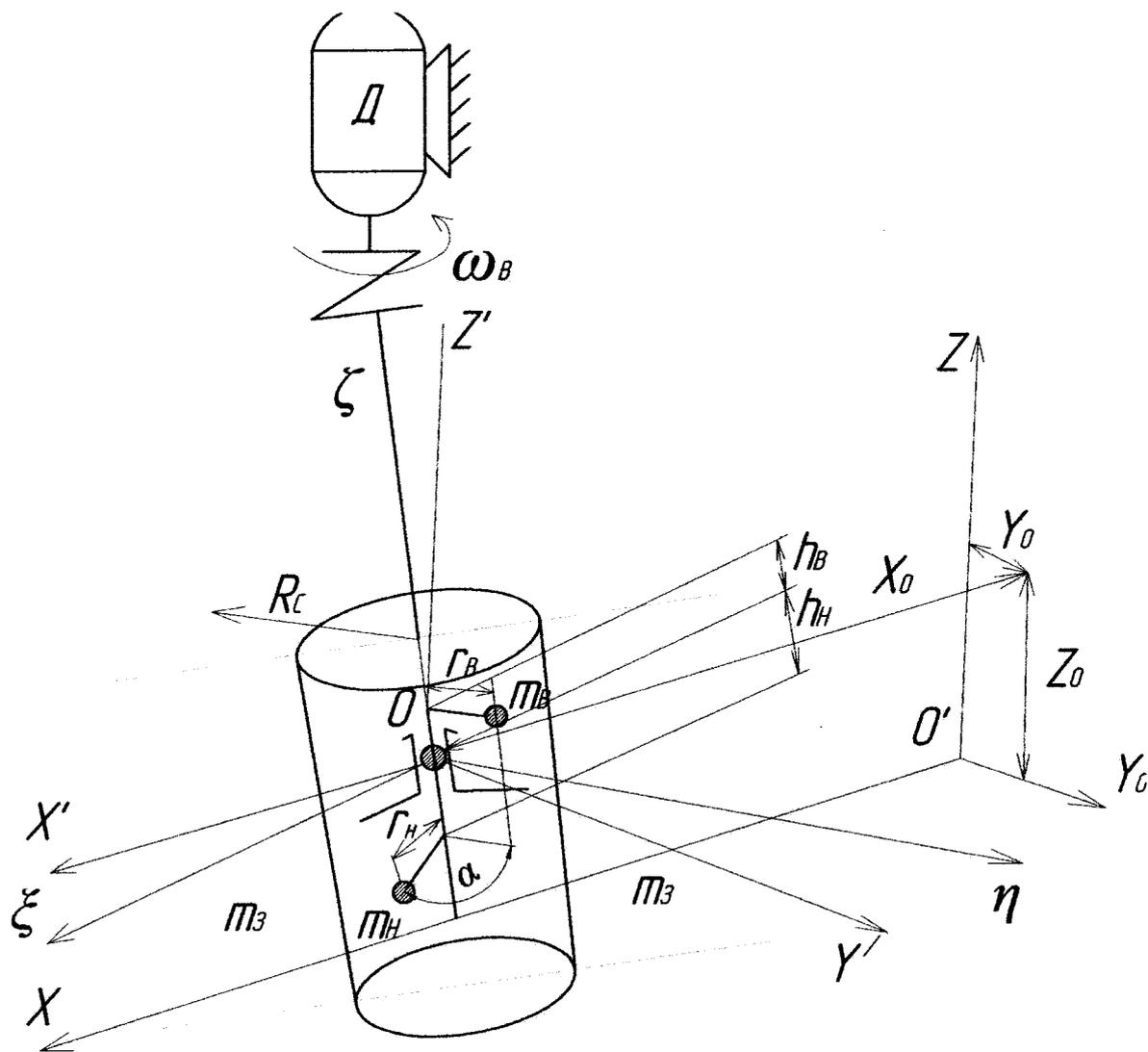


Рисунок 3.1 – Принципова схема глибинного вібратора

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

40

Для визначення положення глибокого вібратора використовуються три просторові системи координат, як показано на рисунку 3.2:

Нерухому систему координат $O'xuz$: Це абсолютна система координат, яка залишається нерухомою і служить для опису положення глибокого вібратора в просторі.

Рухому систему координат $Ox'y'z'$: Ця система координат пов'язана з центром глибокого вібратора. Осі цієї системи залишаються паралельними відповідним осям нерухомої системи координат під час руху глибокого вібратора.

Систему координат $O\xi\eta\zeta$: Ця система координат незмінно пов'язана з контейнером у положенні статичної рівноваги. У цьому положенні всі три системи координат співпадають. Координати центру мас глибокого вібратора в цій системі позначені X_0, Y_0, Z_0 .

Ці системи координат дозволяють зручно визначати і описувати рухи та положення глибокого вібратора в просторі.

Для переходу від рухомої системи координат до нерухомої прийняті кути Ейлера-Крилова, які використовуються в теорії гіроскопів, згідно яких для переходу від рухомої системи координат $Ox'y'z'$ до системи координат, жорстко пов'язаної з тілом, необхідно послідовно здійснити три повороти: перший - щодо осі Ou' на кут ψ , другий - відносного нового положення осі Ox' , лінія Op_1 , на кут θ , третій щодо вертикальної осі контейнера Oz - на кут ϕ .

При малих відхиленнях осей системи координат $O\xi\eta\zeta$ від початкового положення $Ox'y'z'$, кути ψ, θ, ϕ залишаються малими, що вигідно відрізняється від кутів Ейлера, коли лише один кут нутації залишається малим, а кути прецесії і власного обертання можуть бути і не малими.

У таблиці 3.1 приведена матриця перетворення направляючих косинусів координатних осей при вказаній вище послідовності поворотів.

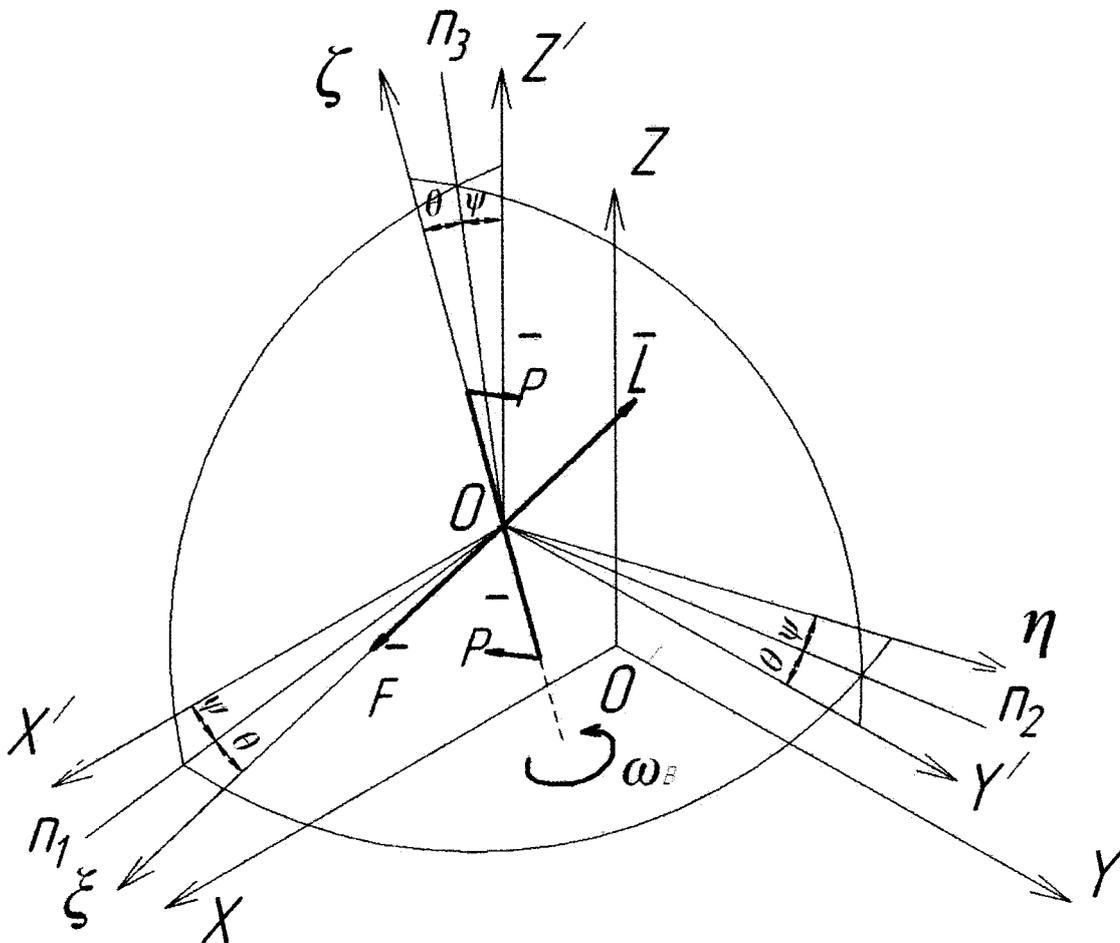


Рисунок 3.2 – Перетворення системи координат і обертаючий динамічний гвинт

Оскільки кутові коливання глибокого вібратора величини малі, не вище 0,01 рад, то при розкладанні тригонометричних функцій в ряди Тейлора-Маклорена можна обмежитися першими членами. Тому таблицю 3.1 можна

записати, з достатньою точністю для даного завдання, в такому ж вигляді, як і в таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Косинуси кутів між осями рухомої і нерухомої системи координат

	X	Y	Z
ξ	$\cos\psi \cos\varphi + \sin\psi \sin\varphi \sin\theta$	$\sin\varphi \sin\theta$	$\cos\psi \sin\varphi \sin\theta - \sin\psi \cos\varphi$
η	$\sin\psi \cos\varphi \sin\theta - \cos\psi \sin\varphi$	$\cos\varphi \cos\theta$	$\sin\psi \sin\varphi + \cos\psi \cos\varphi \sin\theta$
ζ	$\cos\psi \sin\varphi$	$-\sin\theta$	$\cos\psi \cos\theta$

Таблиця 3.2 – Приблизні значення косинусів кутів між осями рухомої і нерухомої систем координат

	X	Y	Z
ξ	1	φ	$-\psi$
η	$-\varphi$	1	θ
ζ	ψ	$-\theta$	1

Тоді формули перетворення координат можна записати у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} X &= X_0 + \xi - \varphi\eta + \psi\zeta \\ Y &= Y_0 + \eta + \varphi\xi - \theta\zeta \\ Z &= Z_0 + \zeta - \psi\xi + \theta\eta \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Звідки можна зробити висновок, що при малих коливаннях кути ψ , θ та φ слід розглядати як повороти глибинного вібратора щодо координатних осей $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$.

При обертанні валу віброзбудувача з дебалансними масами m_b і m_n виникає система двох обертаючихся відцентрових сил:

– при обертанні верхнього дебалансного вантажу:

$$F_B = m_A r_A \omega_A^2; \quad (3.2)$$

– при обертанні нижнього дебалансного вантажу:

$$F_I = m_I r_I \omega_A^2; \quad (3.3)$$

Відносно центру мас контейнера О ці сили утворюють обертальні моменти:

– момент вимушуючої сили верхнього дебаланса:

$$L_B = m_A r_A \omega_A^2 h_A; \quad (3.4)$$

– момент вимушуючої сили нижнього дебаланса:

$$L_I = m_I r_I \omega_A^2 h_I; \quad (3.5)$$

Оскільки при обертанні валу віброзбуджувача з дебалансними вантажами останні залишаються нерухомими щодо один одного, то і викликані їх обертанням відцентрові сили також взаємно нерухомі.

Як відомо, будь-яка просторова система сил в загальному випадку зводиться до динамічного гвинта, а оскільки початкова система взаємно нерухомих сил обертається, то вона зводиться до вимушуючого динамічного гвинта, що обертається, в якому рівнодіюча вимушуючих сил рівна:

$$F = \sqrt{F_A^2 + F_I^2 + 2F_A F_I \cos \alpha}; \quad (3.6)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

– і результуючий момент вимушуючих сил рівний:

$$L = \sqrt{L_A^2 + L_I^2 + 2L_A L_I \cos \alpha}, \quad (3.7)$$

Причому, площина дії результуючого моменту вимушуючих сил завжди залишається перпендикулярною рівнодіючій вимушуючих сил.

При складанні диференціальних рівнянь руху глибинного вібратора приймаємо наступні допущення:

– вплив технологічного завантаження з масою M_3 на рух глибинного вібратора враховується за допомогою коефіцієнта приєднаної маси $k_m=0,2-0,8$ M_3 ;

– зусилля, що виникають при деформації бетонної суміші в робочому діапазоні, пропорційні величині деформації;

– зусилля непружного опору пропорційні швидкості переміщення і направлені в протилежну сторону.

В цьому випадку рух глибинного вібратора можна представити як сукупність двох його рухів: поступального разом з центром мас і обертання щодо центру мас.

Диференціальні рівняння поступального руху глибинного вібратора разом з центром мас отримаємо на підставі теореми про рух центру мас системи:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{X}_0 + k_x \dot{X}_0 + C_x X_0 &= F \cos \omega_A t \\ M \ddot{Y}_0 + k_y \dot{Y}_0 + C_y Y_0 &= F \sin \omega_A t \\ M \ddot{Z}_0 + k_z \dot{Z}_0 + C_z Z_0 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3.8)$$

де M – маса частин глибинного вібратора, що коливаються, з приведеною масою завантаження, $M = M_1 + k_M M_3$;

k_x, k_y, k_z – коефіцієнти непружного опору переміщенням в напрямках відповідних осей;

C_x, C_y, C_z – коефіцієнти жорсткості пружної підвіски глибинного вібратора в напрямках відповідних осей.

Диференціальні рівняння обертального руху глибинного вібратора навколо центру мас визначаємо з динамічних рівнянь Ейлера:

$$\left. \begin{aligned} J_\xi \dot{\omega}_\xi + \omega_\eta \omega_\zeta (J_\zeta - J_\eta) + k_\theta \theta + C_\theta \theta &= L \cos \omega_A t \\ J_\eta \dot{\omega}_\eta + \omega_\zeta \omega_\xi (J_\xi - J_\zeta) + k_\psi \psi + C_\psi \psi &= L \sin \omega_A t \\ J_\zeta \dot{\omega}_\zeta + \omega_\xi \omega_\eta (J_\eta - J_\xi) + k_\phi \phi + C_\phi \phi &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3.9)$$

де J_ξ, J_ζ, J_η – моменти інерції глибинного вібратора щодо головних центральних осей інерції ξ, η, ζ ;

$\omega_\xi, \omega_\eta, \omega_\zeta$ – проекції вектора кутової швидкості глибинного вібратора на відповідні осі;

k_θ, k_ψ, k_ϕ – коефіцієнти непружного опору у відповідних напрямках;

C_θ, C_ψ, C_ϕ – коефіцієнти жорсткості пружної підвіски глибинного вібратора у напрямі відповідних переміщень.

Виразивши проекції кутової швидкості глибинного вібратора $\omega_\xi, \omega_\eta, \omega_\zeta$ через кути Ейлера-Крилова, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \omega_\zeta &= \dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \theta \\ \omega_\eta &= \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi \\ \omega_\xi &= \dot{\theta} \cos \varphi + \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi \end{aligned} \right\}, \quad (3.10)$$

Підставляючи рівняння 3.10 в рівняння 3.9 отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} J_\xi \frac{d(\theta \cos \varphi + \psi \cos \theta \sin \varphi)}{dt} + (\psi \cos \theta \cos \varphi - \theta \sin \varphi)(\dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \theta)(J_\zeta - J_\eta) + \\ + k_\theta \dot{\theta} + C_\theta \theta = L \cos \omega_B t; \\ J_\eta \frac{d(\psi \cos \theta \cos \varphi - \theta \sin \varphi)}{dt} + (\theta \cos \varphi + \psi \cos \theta \sin \varphi)(\dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \theta)(J_\xi - J_\zeta) + \\ + k_\psi \dot{\psi} + C_\psi \psi = L \sin \omega_B t; \\ J_\zeta \frac{d(\dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \theta)}{dt} + (\theta \cos \varphi + \psi \cos \theta \sin \varphi)(\dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi)(J_\eta - J_\xi) + \\ + k_\varphi \dot{\varphi} + C_\varphi \varphi = 0. \end{aligned} \right\}, \quad (3.11)$$

Отримана система рівнянь 3.11 є нелінійною. Вирішити її можна лінеаризуючи, розкладаючи тригонометричні функції в ряди Тейлора. Із-за малих значень кутових коливань глибинного вібратора обмежимося лише першими членами, тоді отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} J_{\xi} \frac{d(\theta + \psi \varphi)}{dt} + (\psi - \theta \varphi)(\varphi - \psi \theta)(J_{\xi} - J_{\eta}) + k_{\theta} \theta + C_{\theta} \dot{\theta} &= L \cos \omega_B t; \\ J_{\eta} \frac{d(\psi - \theta \varphi)}{dt} + (\theta + \psi \varphi)(\varphi - \psi \theta)(J_{\xi} - J_{\eta}) + k_{\psi} \psi + C_{\psi} \dot{\psi} &= L \sin \omega_B t; \\ J_{\zeta} \frac{d(\varphi - \psi \sin \theta)}{dt} + (\theta + \psi \varphi)(\psi - \theta \varphi)(J_{\eta} - J_{\xi}) + k_{\varphi} \varphi + C_{\varphi} \dot{\varphi} &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (3.12)$$

Враховуючи малі значення кутових швидкостей коливань глибинного вібратора в системі рівнянь 3.12, можна нехтувати членами рівнянь, що містять твори швидкостей і твору швидкостей на кутові переміщення, тоді отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} J_{\xi} \ddot{\theta} + k_{\theta} \theta + C_{\theta} \dot{\theta} &= L \cos \omega_B t; \\ J_{\eta} \ddot{\psi} + k_{\psi} \psi + C_{\psi} \dot{\psi} &= L \sin \omega_B t; \\ J_{\zeta} \ddot{\varphi} + k_{\varphi} \varphi + C_{\varphi} \dot{\varphi} &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (3.13)$$

Для випадку сталого руху, коли двигун набрав номінальну кутову швидкість, можна прийняти $\omega_B = \text{const}$.

Загальні рішення неоднорідних рівнянь 3.8 і 3.13 складаються з суми рішень, одне з яких є загальним вирішенням однорідних рівнянь, що отримуються шляхом прирівнювання правих частин рівнянь 3.8 і 3.13 до нуля, а друге – часткове рішення неоднорідних рівнянь. Загальне рішення однорідних рівнянь описує вільні коливання системи, часткове ж рішення неоднорідних рівнянь – вимушені коливання.

Вирішуючи системи рівнянь 3.8 і 3.13, отримаємо рівняння, що описують рух центру мас глибинного вібратора:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= A_0 \cos(\omega_B t + \varphi_F); \\ Y_0 &= A_0 \sin(\omega_B t + \varphi_F); \\ Z_0 &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (3.14)$$

де φ_F – початкова фаза горизонтальних коливань.

і систему рівнянь, що описує обертання глибинного вібратора щодо центральної горизонтальної осі у вертикальній площині:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_B t + \varphi_L); \\ \psi &= B_0 \sin(\omega_B t + \varphi_L); \\ \varphi &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (3.15)$$

де φ_F – початкова фаза вертикальних коливань.

Оскільки горизонтальні коливання центру мас глибинного вібратора викликані обертальною рівнодіючою, вимушуючих сил F , а вертикальні коливання глибинного вібратора навколо центру мас – вимушуючим результирующим моментом вимушуючих сил L , площина дії якого перпендикулярна рівнодіючій F , то зрушення фаз між вертикальними і горизонтальними коливаннями будуть рівні:

$$\gamma = \varphi_L - \varphi_F = 90^\circ. \quad (3.16)$$

Оскільки глибинні вібратори симетричні щодо вертикальної осі, то $C_x = C_y$; $C_\theta = C_\psi$; $J_\xi = J_\eta$, то в системах рівнянь 3.14 і 3.15 прийняті позначення:

– для горизонтальної складової амплітуди коливань:

$$A_0 = \frac{F}{M \sqrt{\left(\frac{C_x}{M} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_x^2}{M^2} \omega_B^2}}; \quad (3.17)$$

– для амплітуди кута повороту глибинного вібратора відносно центра горизонтальної осі:

$$B_0 = \frac{L}{J_\xi \sqrt{\left(\frac{C_\theta}{J_\xi} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_\theta^2}{J_\xi^2} \omega_B^2}}. \quad (3.18)$$

Враховуючи, що глибинний вібратор працює в далеко зарезонансним режимі, тобто $k_x = 0; k_y = 0; k_z = 0; k_\theta = 0; k_\psi = 0; k_\varphi = 0$, рівняння 3.17 та 3.18 приймуть вигляд:

$$A'_0 = \frac{F}{C_x - M\omega_B^2}; \quad (3.19)$$

$$B_0 = \frac{L}{C_\theta - J_\xi \omega_B^2}. \quad (3.20)$$

3.2 Визначення траєкторії руху довільної точки глибинного вібратора

Система рівнянь 3.14 описує поступальний рух мас глибокого вібратора, так як $Z_0 = 0$, то точка О, рисунок 3.1 рухається в площині Оху по колу радіусом A_0 , що дорівнює:

$$A_0 = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = \frac{F}{M \sqrt{\left(\frac{C_x}{M} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_x^2}{M^2} \omega_B^2}} \quad (3.21)$$

Внаслідок того, що $\varphi = 0$, всі точки центральної площини глибокого вібратора Оξη, яка проходить через центр мас глибокого вібратора і перпендикулярна до вісі приводного дебалансного вала, рухаються по траєкторіям, проекції яких на горизонтальну площину являють собою коло радіусом A_0 . При кутових переміщеннях глибокого вібратора всі точки центральної площини здійснюватимуть коливання з вертикальними складовими амплітуд B_i , які пропорційні їх відстані від центру мас глибокого вібратора:

$$B_{1i} = r_i \sin B_0, \quad (3.22)$$

де r_i – відстань від даної точки до центру мас глибокого вібратора.

Точки глибокого вібратора, що не лежать на його центральній площині, здійснюють коливання з вертикальними складовими амплітуд B_{2i} , рівними:

$$B_{2i} = r_i (\sin(\delta_i + B_0) - \sin \delta_i), \quad (3.23)$$

де δ – кут між радіусом-вектором даної точки і центральною площиною глибинного вібратора.

Для центральної площини, при $\delta=0$, вираз 3.23 перетворюється на 3.22. З рівняння 3.23 видно, що вертикальні складові амплітуд коливань точок глибинного вібратора залежать також і від відстані даних точок від центральних площин, або кута δ .

Щоб отримати рівняння проєкцій траєкторій руху точок глибинного вібратора, що не лежать на його центральній площині $O\xi\eta$, на горизонтальну площину Oxy , розглянемо рух вісі приводного дебалансного валу. Оскільки кут зрушення фаз між горизонтальними складовими коливань і вертикальними їх складовими $\gamma = 90^\circ$, то вісь приводного дебалансного валу під час роботи глибинного вібратора рухатиметься по поверхні односмугового гіперболоїда. У окремому випадку, коли h_v і h_n , g_v і g_n та $mB=mH$, при $\alpha=180^\circ$, вісь приводного дебалансного валу утворює при русі поверхню, яка відповідає поверхні круглого конуса з вершиною, розташованою в центрі мас глибинного вібратора, який за таких умов залишається нерухомим. За тих же умов і $\alpha=0^\circ$ вісь приводного дебалансного валу рухається по поверхні вертикального циліндра радіусом, рівним A_0 .

Точки глибинного вібратора, що не лежать на його центральній площині, здійснюють коливання по траєкторіях, які проєктуються на горизонтальну площину Oxy у вигляді кіл з радіусом (горизонтальною складовою амплітуд коливань):

$$A_{2i} = \sqrt{r_i^2 (\cos \delta_i - \cos(\delta_i + B_0))^2 + A_0^2} \quad (3.24)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

52

Будь-яка точка глибинного вібратора при роботі рухається по просторовій замкнутій кривій – еліпсу. Кут нахилу площини траєкторії коливання довільної точки глибинного вібратора до горизонтальної площині ε рівний:

$$\varepsilon_i = \arctg(B_{2i} / A_{2i}). \quad (3.25)$$

Повна амплітуда коливань A_k рівна:

$$A_{ki} = \sqrt{A_{2i}^2 + b_{2i}^2}. \quad (3.26)$$

За вищенаведених умов і $\alpha=180^\circ$ по формулі 3.6 отримаємо, що $F=0$. Тоді по формулі 3.19 маємо, що $A_0=0$. Згідно формулі 3.24 горизонтальна складова амплітуди коливань буде рівна:

$$A_{2i} = r_i (\cos \delta_i - \cos(\delta_i + B_0)). \quad (3.27)$$

Тобто дана точка глибинного вібратора здійснює коливання по плоскій кривій – дузі кола радіусом r_1 .

За тих же умов і $\alpha=0^\circ$ з формулу 3.7 отримаємо $L=0$, тоді з формули 3.20 маємо $B_0=0$, звідки з 3.23 для всіх точок контейнера вертикальна складова амплітуди коливань буде рівною $B_2=0$. Виходячи з цього, можна зробити висновок, що всі точки глибинного вібратора коливатимуться по однаковій траєкторії – кола з радіусом A_0 , тобто глибинний вібратор здійснює поступальний рух по колу.

На рисунку 3.3 показані проекції на координатні площини траєкторії руху довільної точки глибинного вібратора для різних значень кута розвороту дебалансних вантажів α . Розрахункові дані вібраційної машини наступні: $M_1 =$

120 кг; $M_3=110$ кг; $m_B=m_H=2,2$ кг; $r_B=r_H=0,06$ м; $\omega_B=146,6$ с⁻¹; $J^\xi=J^\zeta=12,25$ кг·м²;
 $C_x=C_y=4671$ кН/м; $C^\psi=C^\theta=306,4$ Н м/рад; $h_B=h_H=0,2$ м; $r=0,43$ м. Коефіцієнт
 приєднаної маси прийнятий рівним $k_M=0,5$ [36].

На горизонтальну площину Oxy проєкції є концентричними колами радіусом A_2 . Унаслідок того, що кут зрушення фаз між горизонтальними і вертикальними складовими коливань $\gamma=90^\circ$, то на одну з вертикальних координатних площин, що проходить через вертикальну вісь глибинного вібратора, наприклад Oyz – проєкції траєкторії руху будуть еліпсами, виродженими в прямолінійний відрізок при $\alpha=0^\circ$, і вертикальним відрізком дуги при $\alpha=180^\circ$. На координатну площину Oxz – прямолінійні відрізки, що проходять через початок координат під кутом ϵ до горизонтальної осі Ox . Початок системи координат співпадає з положенням рівноваги даної точки. Як видно з рисунка 3.3 кут розвороту дебалансних вантажів – α істотно впливає на величину кута нахилу площини коливання точок глибинного вібратора до горизонтальної площини ϵ , який при зміні α від 0° до 360° змінюється від 0° до 180° .

Кут нахилу площини коливань точок робочого органу, глибинного вібратора, істотно впливає на швидкість переміщення по ньому сипкого середовища [2, 8, 9] на швидкість циркуляційного руху оброблювального середовища.

Теоретична залежність кута нахилу площини коливань точок глибинного вібратора – ϵ до напрямку горизонтальної осі від кута розвороту дебалансних вантажів – α для установки з вищезгаданими конструктивними параметрами приведена на рисунку 3.3. На форму кривої істотно впливає відстань точок від центру мас глибинного вібратора – r . На рисунку 3.3. приведені теоретичні залежності $\epsilon=f(\alpha)$ для п'яти характерних радіусів перетину глибинного вібратора: $r_1=0,16$ м – радіус внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда; $r_3=0,285$ м – середній радіус тороїда, радіус кільцевої осі; $r_5=0,41$ м – радіус

зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда; $r_2=0,24$ м і $r_4=0,33$ м – радіуси двох циліндрових поверхонь, що розбивають відстань між внутрішнім і зовнішнім циліндрами робочої поверхні тороїда на три рівні частини.

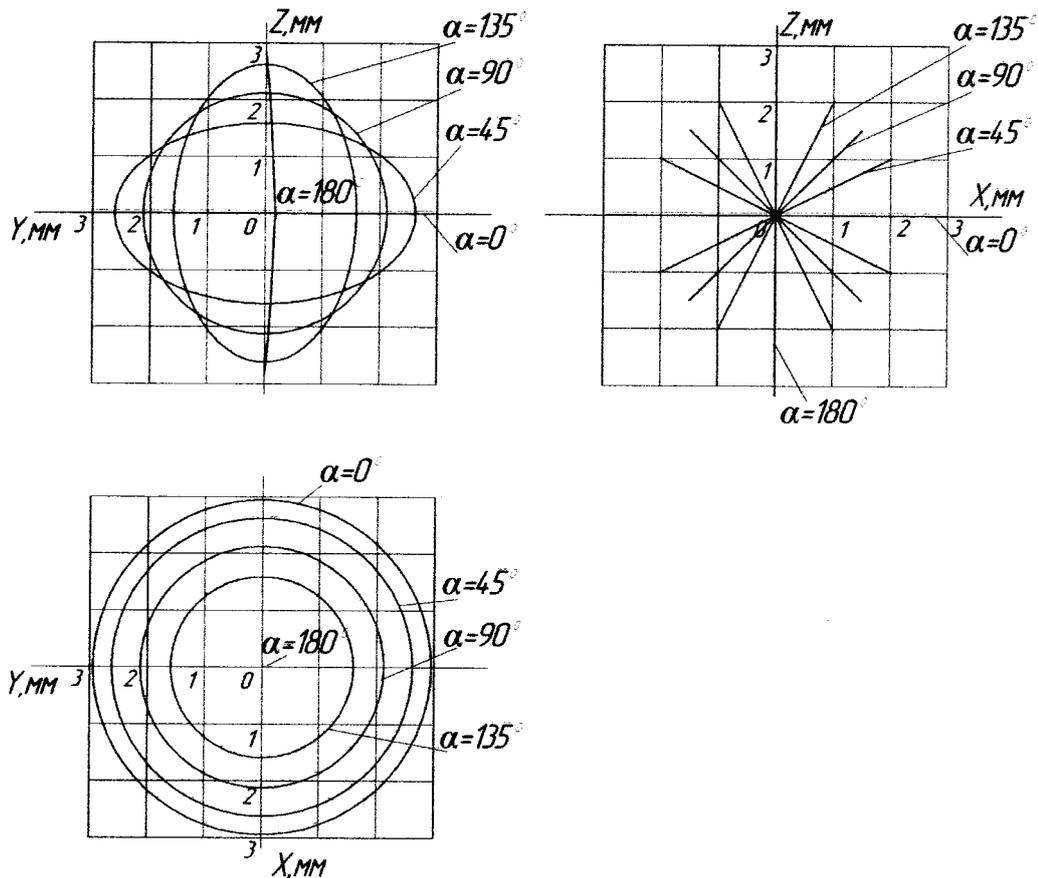
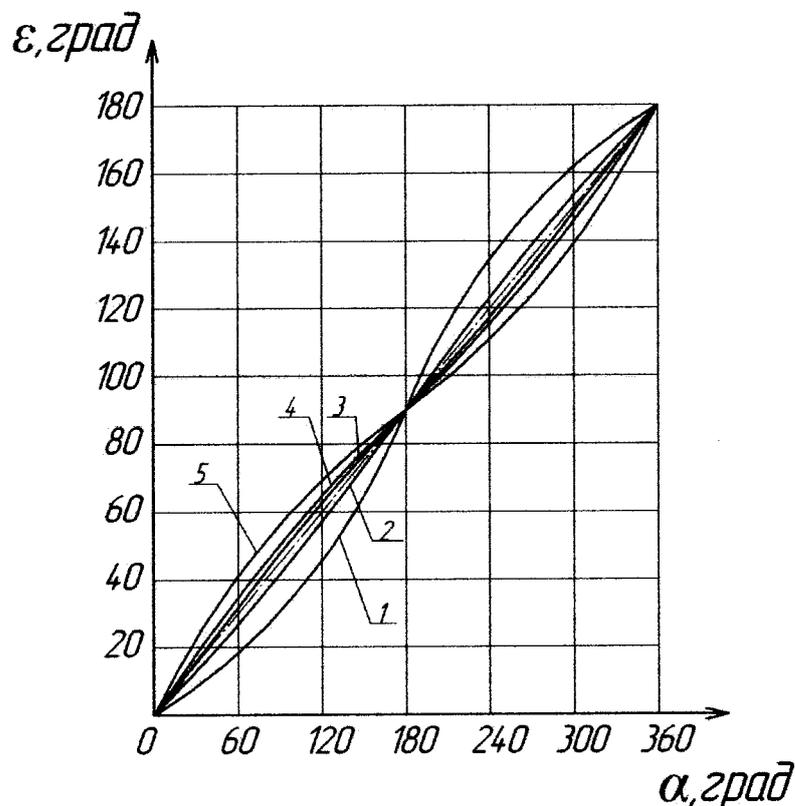


Рисунок 3.3 – Проекції на координатні площини траєкторії руху довільної точки глибокого вібратора

Як видно з рисунка 3.4, при одному і тому ж куту розвороту дебалансних вантажів – α різні точки тороїдального глибокого вібратора здійснюють коливання в площинах, що мають різні кути нахилу ϵ до напрямку горизонтальної осі.

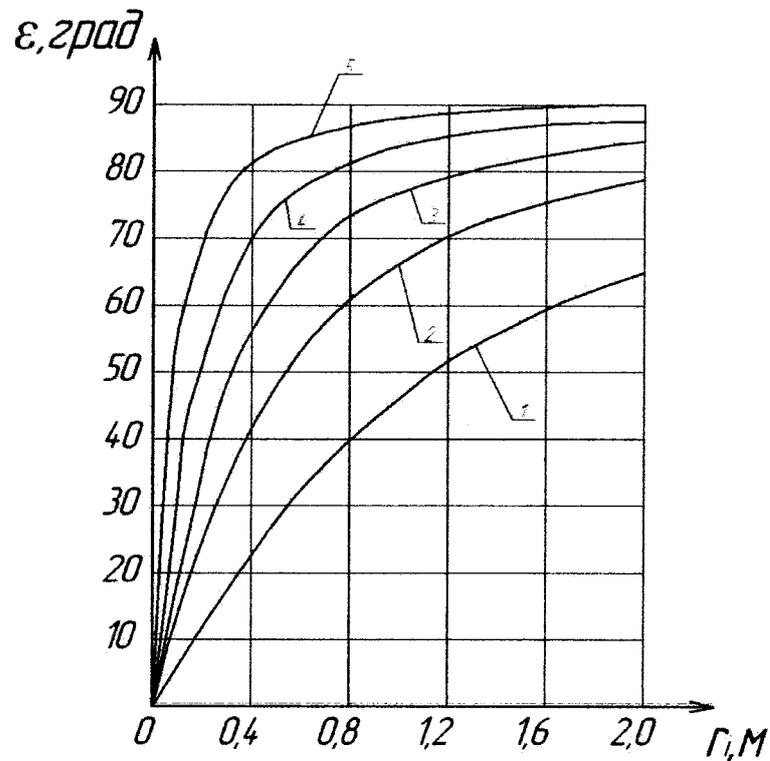
На рисунку 3.5 приведена теоретична залежність кута нахилу площини коливань точок глибокого вібратора – ϵ_i від відстані цих точок від центру мас глибокого вібратора – r_i при різних значеннях кута розвороту дебалансних вантажів – α . Як видно з рисунка 3.5, найбільший кут нахилу площини коливань

— ε мають периферійні точки глибокого вібратора, а у міру наближення до його центру мас, точки глибокого вібратора коливаються в площинах із все меншим кутом нахилу ε . Центр мас глибокого вібратора здійснює кругові коливання в горизонтальній площині, для якої $\varepsilon=0$.



1 — $r_1=0,16$ м; 2 — $r_2=0,24$ м; 3 — $r_3=0,285$ м; 4 — $r_4=0,33$ м; 5 — $r_5=0,41$ м.

Рисунок 3.4 — Залежність кута нахилу площини коливань точок глибокого вібратора в напрямку горизонтальній осі від кута розвороту дебалансних вантажів при різних відстанях цих точок від центру мас глибокого вібратора.



1 – $\alpha=30^\circ$; 2 – $\alpha=60^\circ$; 3 – $\alpha=90^\circ$; 4 – $\alpha=120^\circ$; 5 – $\alpha=150^\circ$.

Рисунок 3.5 – Залежність кута нахилу площини коливань точок глибинного вібратора в напрямку горизонтальній осі від відстані цих точок від центру мас глибинного вібратора при різних кутах розвороту дебалансних вантажів

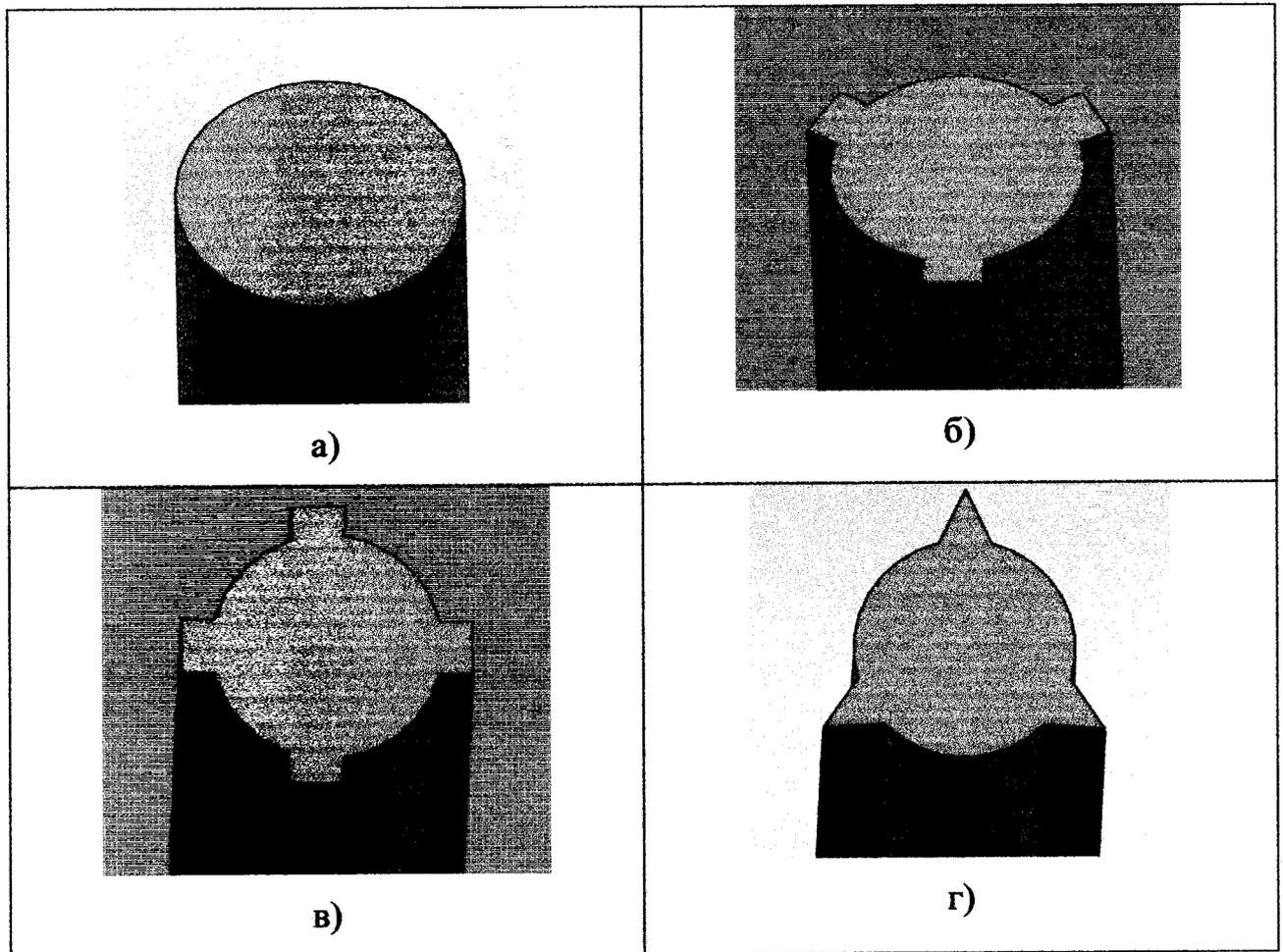
При використанні пакету глибинних вібраторів відбувається накладка вібраційної дії сусідніх вібраторів відбувається економія часу на ущільнення та виключається розущільнення в сусідніх шарах бетону.

3.3 Оптимізація конструкції наконечника глибинного вібратора

Нами було проведено дослідження оптимізації конструкції наконечника глибинного вібратора для ущільнення бетону в програмному комплексі SOLIDWORKS.

Було розроблено чотири моделі зовнішнього корпусу глибинного вібратора для визначення найбільш ефективної конструкції. Перша конструкція представлена на рисунку 3.6 а) циліндричний корпус класичної конструкції. На

рисунку 3.6 б) та 3.6 в) зображено конструкції з боковими трьома ребрами та чотирьома. На рисунку 3.6 г) конструкція з трьома ребрами трикутної форми.



а) циліндричної форми, б) циліндричної форми з трьома ребрами прямокутної форми, в) циліндричної форми з чотирма ребрами прямокутної форми, г) циліндричної форми з трьома ребрами трикутної форми,

Рисунок 3.6 – Моделі зовнішньої частини корпусу глибокого вібратора

Потім були задані параметри суміші та поміщено в них корпуси вібробудувача, та задані параметри роботи наконечника які були розраховані в 2 розділі. На рисунку 3.7 – 3.10 зображено епюри переміщення наконечника в бетонній суміші.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

58

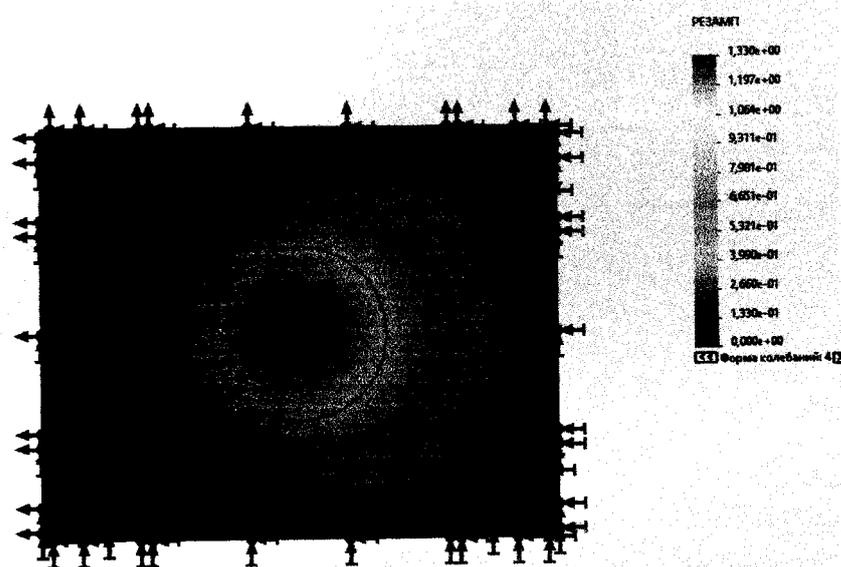


Рисунок 3.7 – Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибокого вібробудувача циліндричної форми

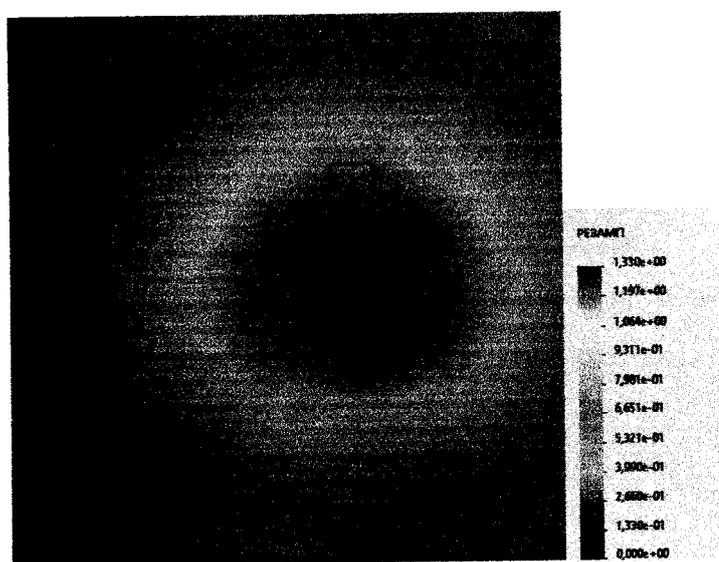


Рисунок 3.8 – Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибокого вібробудувача циліндричної форми з трьома ребрами прямокутної форми

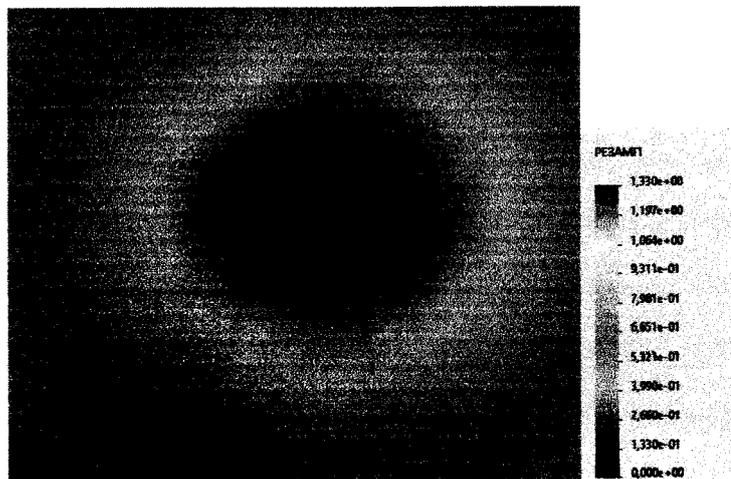


Рисунок 3.9 – Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибокого вібробуджувача циліндричної форми з чотирма ребрами прямокутної форми

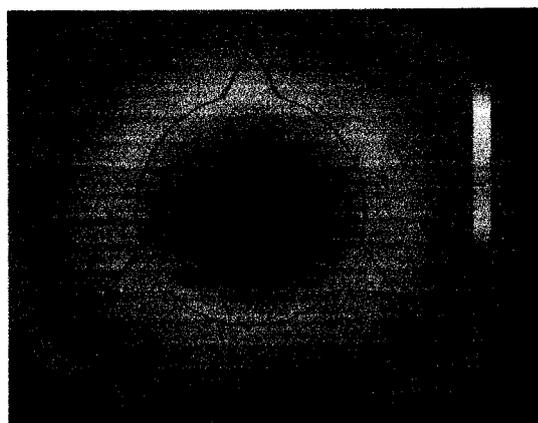


Рисунок 3.10 – Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибокого вібробуджувача циліндричної форми з трьома ребрами трикутної форми

З рисунків 3.7-3.10 можна зробити висновок, що найкраще розповсюджується коливання в виконанні корпусу з чотирма ребрами прямокутної форми та трьома ребрами прямокутної форми. При виготовленні на виробництві буде більш економічне виготовляти корпуси з трьома ребрами, менше матеріалу та робіт по зварюванню.

Висновки

У результаті проведених досліджень та аналізу створеної динамічної моделі глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей, виокремлено кілька ключових висновків. Перш за все, встановлено, що система підвісу глибинного вібратора дозволяє здійснювати різноманітні просторові рухи, при цьому виявлено, що глибинний вібратор має шість ступенів свободи.

Для математичного опису руху глибинного вібратора були складені диференціальні рівняння, при цьому враховані важливі параметри, такі як технологічне завантаження, деформація бетонної суміші та непружний опір. Зокрема, використано коефіцієнт приєднаної маси для врахування впливу технологічного завантаження на рух глибинного вібратора.

Досліджено та визначено траєкторію руху довільної точки глибинного вібратора, встановлено, що точки, які не лежать на центральній площині, здійснюють коливання по кільцевих траєкторіях на горизонтальній площині. Крім того, розраховано кут нахилу площини коливань точок відносно горизонтальної осі в залежності від відстані цих точок до центру мас глибинного вібратора та кута розвороту дебалансних вантажів.

Одним із практичних застосувань розробленої моделі є конструкція підвісного глибинного вібратора для ущільнення бетону. Використання таких глибинних вібраторів дозволяє економити час на ущільнення та уникає розшарування в сусідніх шарах бетону завдяки накладці вібраційної дії сусідніх вібраторів. В цілому, розроблені методи та конструкції можуть знайти широке застосування в будівельній індустрії для поліпшення якості бетонних конструкцій та оптимізації процесів ущільнення.

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
		Семенов		15.01
		Скляренко		
		Керівн.		
		Н. контр.	Васильєв	15.01
		Затв.	Орисенко	19.01

Висновки	Лім.	Лист	Листів
	Н		
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			

Список літератури

1 Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999.

2 Гідравлічний вібратор для глибинного ущільнення бетонної суміші: пат. 17231U Україна: МПК6 B28B01/08. Коц І.В., Сліпенька О.П., Сторожук С.Б., Ніколайчук І.І. № u200603245; заявл. 27.03.06; опубл. 15.09.06, Бюл. № 13. 4 с.

3 Дворкін Л.Й., Дворкін О.Л., Житковський В.В. Розв'язання будівельно-технологічних задач методами математичного планування експерименту. Рівне: НУВГП, 2011. 175 с

4 Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник / І.І. Назаренко. – М – К.: КНУБА, 2007. – 230 с.

5 Нестеренко М. П. та ін. Математичне моделювання вібраційних машин для формування залізобетонних виробів з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган / М. П. Нестеренко, Д. С. Педь // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. Редкол.: О. Г. Онищенко (гол. ред.) та ін. – Вип. 23, т. 2. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – С. 51 – 55.

6 Стороженко Л.І., Семко О.В., Єфіменко В.І. Сталезалізобетонні конструкції: Монографія. – К.: Четверта хвиля, 1997. – 160 с.

7 Вібросанурювач. Патент на винахід України №, 72162А, МПК E02D 7/10 (2006); E02D 7/18 (2006); E02D; 7/20, 01.(2006). Заявка № 20031213225 від 31.12.2003. Опубліковано 17.01.2005, бюл. № 1.

8 Нестеренко М. П. Створення вібраційних машин для формування бетонних сумішей з врахування впливу середовища на робочий орган

ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.		Семенов		15.01
Перев.		Склярєнко		15.01
Керієн.				
Н. контр.		Васильєв		15.01
Зате.		Орисєнко		19.01
Висновки				
			Лім.	Лист
			Н	
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»				

вібромашини / М. П. Нестеренко, Д. С. Педь // Тези 62-ої наук. конф. професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету (Полтава, 23 квітня – 13 травня 2010 р.). – Том 3. – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – С. 14 – 15.

9 Орисенко О. В. Урахування впливу бетонної суміші при математичному моделюванні вібраційної машини для формування залізобетонних кілець / О. В. Орисенко, Т. М. Нестеренко // Тези 62-ої наук. конф. професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету (Полтава, 23 квітня – 13 травня 2010 р.). – Том 3. – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – С. 30 – 31.

10 Кравець С.В., Лук'янчук О.П., Тимейчук О.Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації: навч. посібник. Рівне: НУВГП, 2011. 240с.

11 Маслов, О. Г. Аналітичні дослідження коливань вібраційної установки для формування бетонних виробів для дорожнього будівництва у режимі холостого ходу / О. Г. Маслов, М. П. Нестеренко, Т. О. Скляренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: С. Ф. Пічугін (головний редактор) та інші. – Вип. 4 (34). Том 2. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 154 – 162.

12 Андреев І. А., Осієвський В. А. Дослідження реологічних властивостей жорстких цементних розчинів// Хімічне машинобудування: Респ. меж вед. науч.-техн. Сб. Київ – Техніка, 1983. – Вип.. 38. – С. 72-74.

13 Орисенко О. В. Урахування впливу бетонної суміші при математичному моделюванні вібраційної машини для формування залізобетонних кілець // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. Редкол.: О. Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 15. – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – С. 155-158.

14 Закономірності просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками / М. П. Нестеренко,

М. М. Нестеренко, О. В. Орисенко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. Редкол.: О. Г. Онищенко (відп. ред.) та інші. – Вип. 16. – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – С. 182-191.

15 Зоценко М.Л. До оцінки механічних властивостей ґрунтоцементу в залежності від вмісту його складових / М.Л. Зоценко, О.В. Борт, М.В. Бідношия, Р.В. Петраш // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2007. – Вип. 19. – С. 44 – 53.

16 Ларцева І.І. До визначення фізико-механічних характеристик ґрунтоцементу / І.І. Ларцева, М.В. Петруняк // Зб. наук. Праць (галузеве машинобуд., буд-во). – Полтава: ПНТУ, 2010. – Вип. 2 (27). – С. 127 – 134

					ГМтаМ 601ММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додатки

Презентаційні матеріали за темою

«Дослідження та оптимізація конструкції

наконечника глибинного вібратора для ущільнення

бетонних сумішей»

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

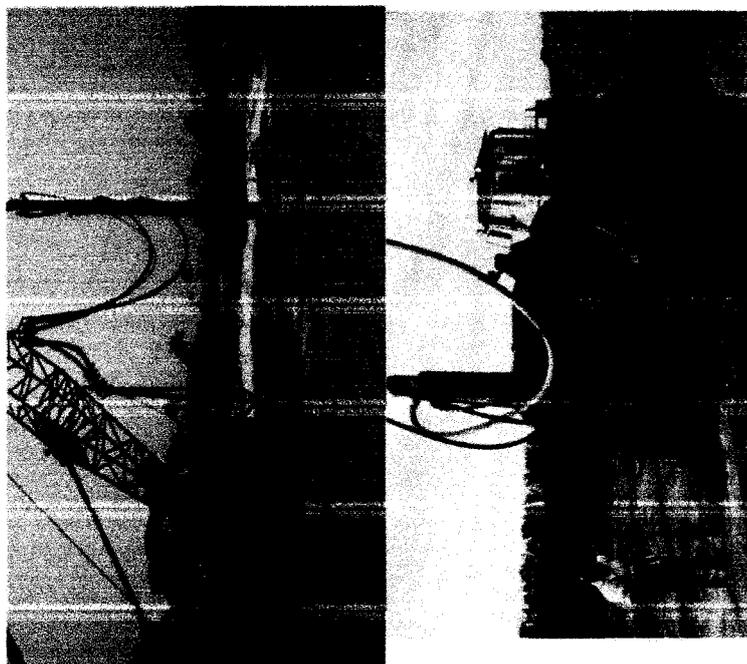
Кваліфікаційна робота магістра

на тему:

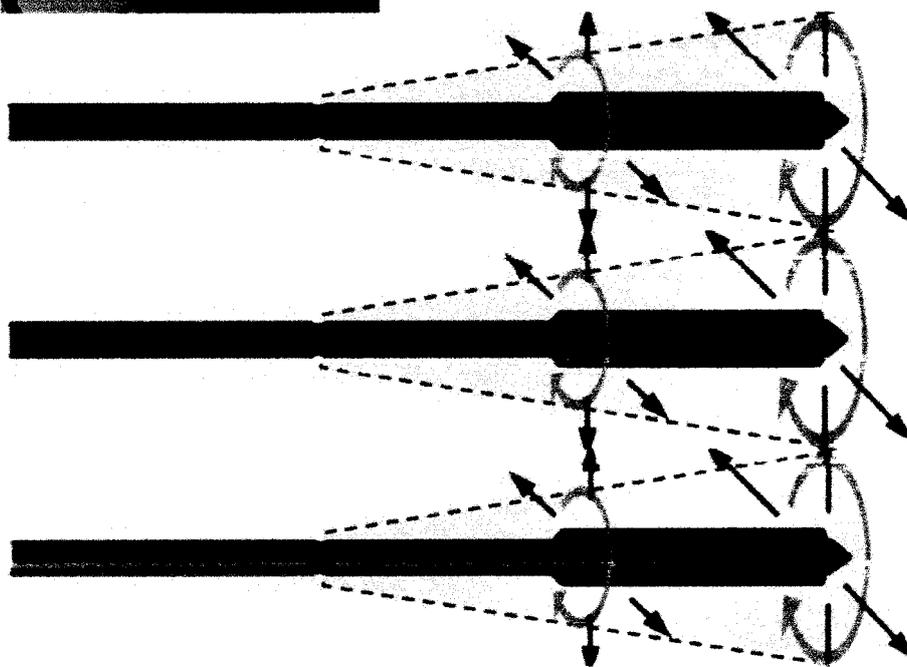
Дослідження та оптимізація конструкції наконечника глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей

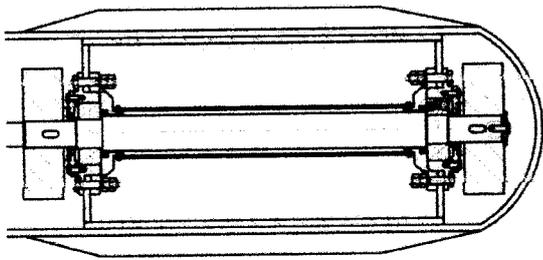
Виконав: студент VI курсу, групи 601МММ
напряму підготовки (спеціальності)
133 Галузеве машинобудування
Семенов Олександр Олександрович
Керівник к.т.н., доцент Скляренко Т.О.

Полтава 2023

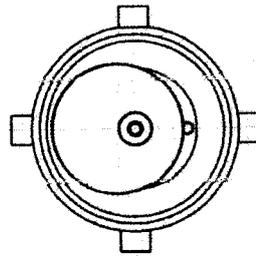


Ушільнення бетонної суміші
глибинним вібратором

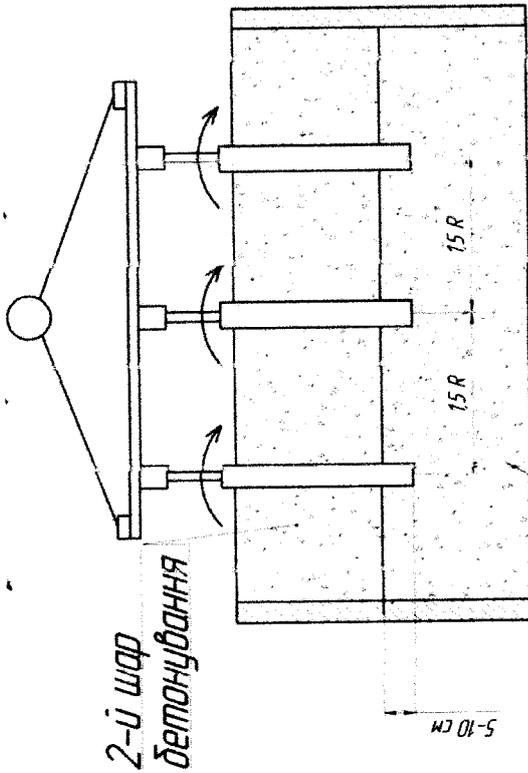




Разрабленці глыбінны вібратар



Радіус ді вібратара



2-і шар
бетонування

1-і шар
бетонування

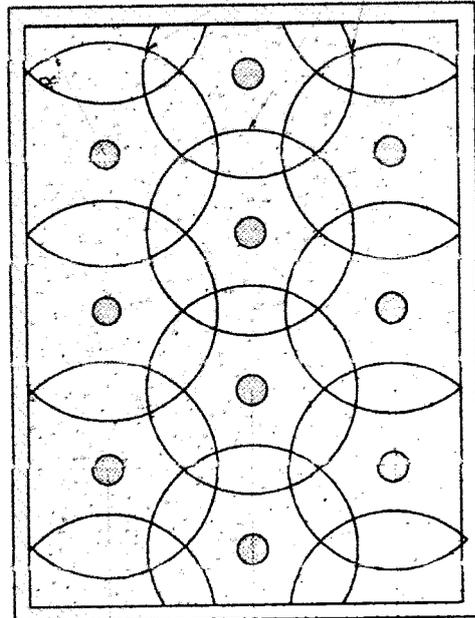
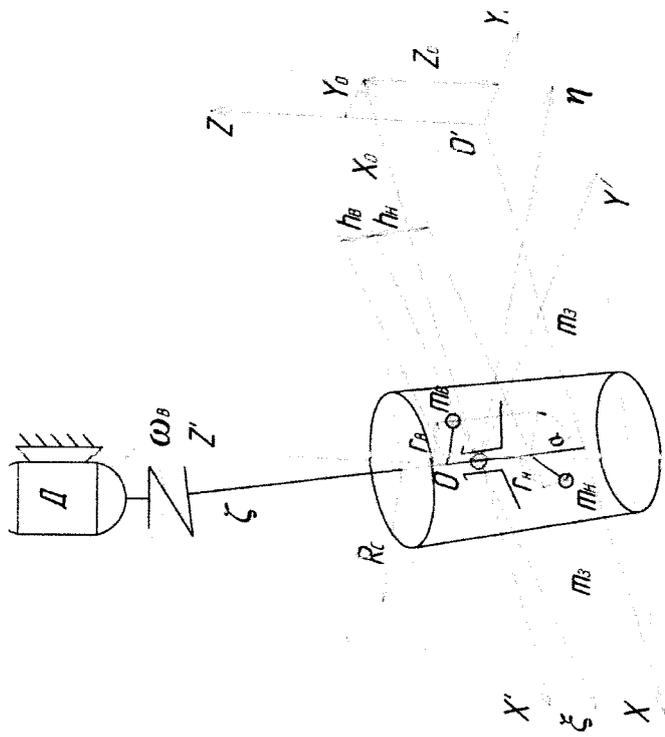
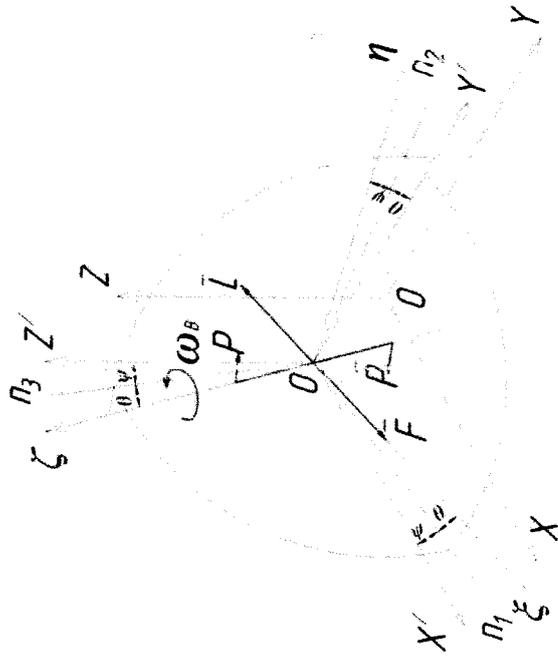


Схема уцільнення бетону сіміш
пакемам глыбінных вібратарів

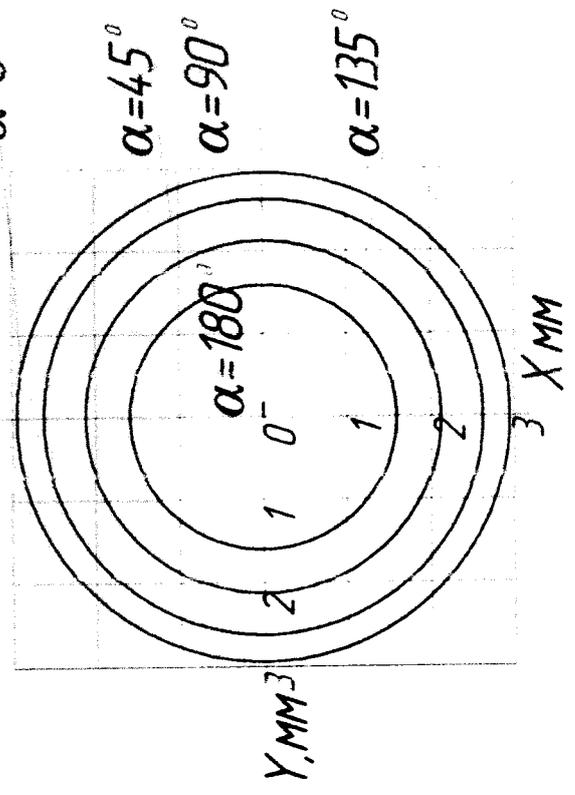
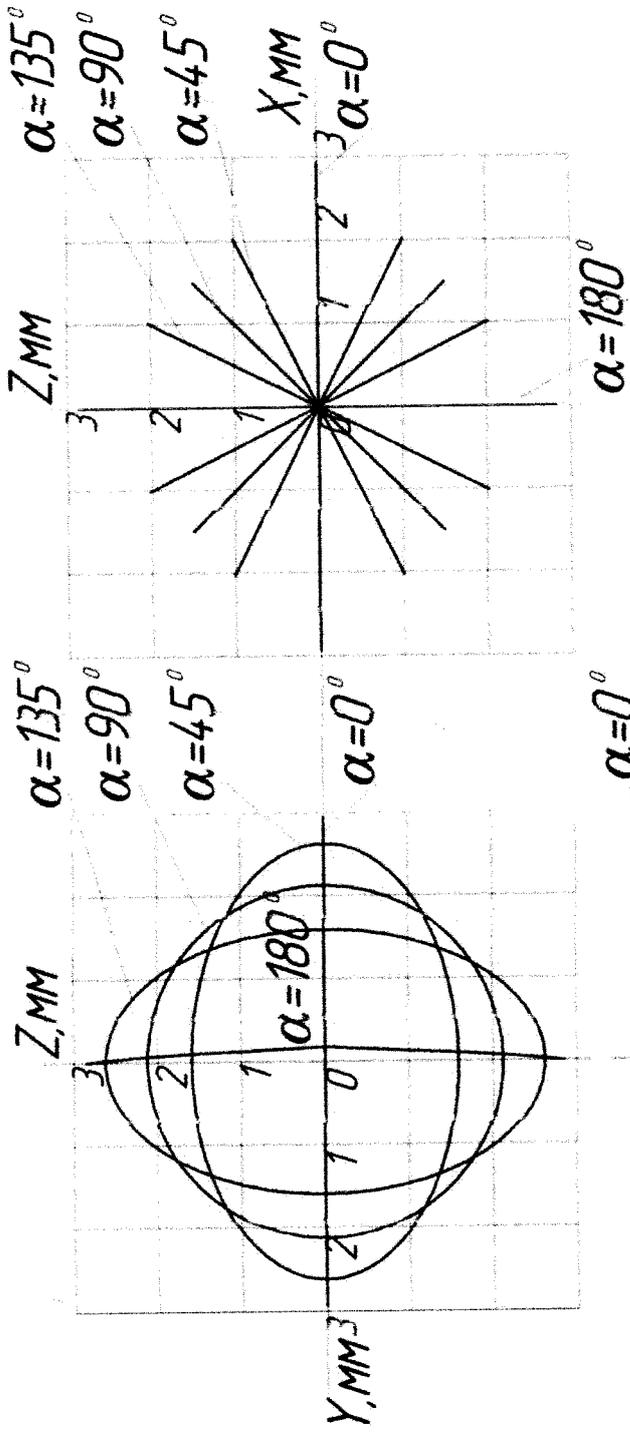
БМД.601-ММ004-00.00.00	
№	Дата
1	1980
2	1980
3	1980
4	1980
5	1980
6	1980
7	1980
8	1980
9	1980
10	1980
11	1980
12	1980
13	1980
14	1980
15	1980
16	1980
17	1980
18	1980
19	1980
20	1980
21	1980
22	1980
23	1980
24	1980
25	1980
26	1980
27	1980
28	1980
29	1980
30	1980
31	1980
32	1980
33	1980
34	1980
35	1980
36	1980
37	1980
38	1980
39	1980
40	1980
41	1980
42	1980
43	1980
44	1980
45	1980
46	1980
47	1980
48	1980
49	1980
50	1980
51	1980
52	1980
53	1980
54	1980
55	1980
56	1980
57	1980
58	1980
59	1980
60	1980
61	1980
62	1980
63	1980
64	1980
65	1980
66	1980
67	1980
68	1980
69	1980
70	1980
71	1980
72	1980
73	1980
74	1980
75	1980
76	1980
77	1980
78	1980
79	1980
80	1980
81	1980
82	1980
83	1980
84	1980
85	1980
86	1980
87	1980
88	1980
89	1980
90	1980
91	1980
92	1980
93	1980
94	1980
95	1980
96	1980
97	1980
98	1980
99	1980
100	1980



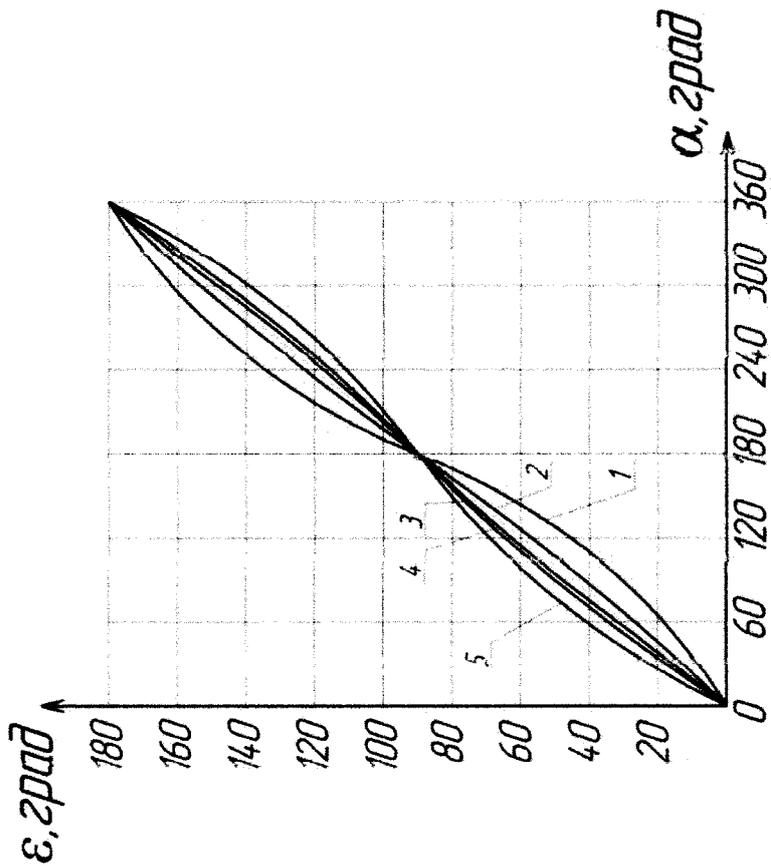
Принципова схема вібраційного глибокого вібратора



Перетворення системи координат в обертовій динамічній гвинті



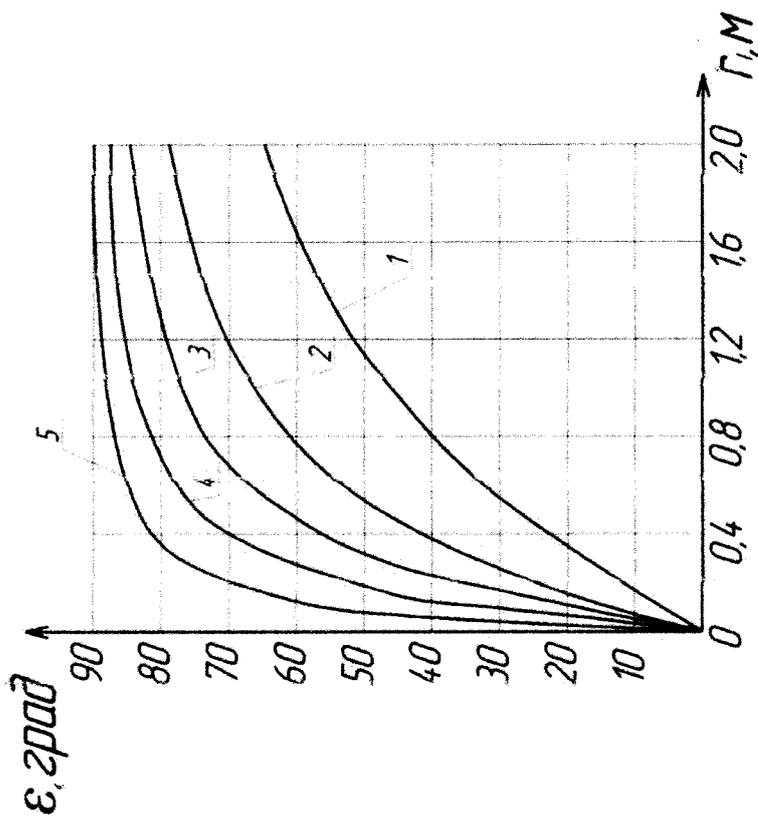
Проекції на координатні
 площини траєкторії
 руху довільної точки глибокого
 вібратора



1 - $r_1 = 0,16$ м; 2 - $r_2 = 0,24$ м;

3 - $r_3 = 0,285$ м; 4 - $r_4 = 0,33$ м; 5 - $r_5 = 0,41$ м.

Залежність кута нахилу площини коливань
точок глибокого вібратора в напрямку горизонтальній
осі від кута розвороту дебалансних вантажів при
різних відстанях цих точок від центру має відрозбуджувача



1 - $\alpha = 30^\circ$; 2 - $\alpha = 60^\circ$;

3 - $\alpha = 90^\circ$; 4 - $\alpha = 120^\circ$; 5 - $\alpha = 150^\circ$.

Залежність кута нахилу площини коливань
точок глибокого вібратора в напрямку
горизонтальній осі від відстані цих точок
від центру корпусу при різних
кутах розвороту дебалансних вантажів

Динамічна модель глибокого вібратора для ущільнення бетонних сумішей і ривання руху

У таблиці 1 приведена матриця перетворення направляючих косинусів координатних осей при вказаній вище послідовності поворотів.

Таблиця 1 – Косинуси кутів між осями рухомої і нерухомої системи координат

	X	Y	Z
ξ	$\cos\psi \cos\varphi + \sin\psi \sin\varphi \sin\theta$	$\sin\psi \sin\theta$	$\cos\psi \sin\varphi \sin\theta - \sin\psi \cos\varphi$
η	$\sin\psi \cos\varphi \sin\theta - \cos\psi \sin\varphi$	$\cos\varphi \cos\theta$	$\sin\psi \sin\varphi + \cos\psi \cos\varphi \sin\theta$
ζ	$\cos\psi \sin\varphi$	$-\sin\theta$	$\cos\psi \cos\theta$

Таблиця 2 – Приблизні значення косинусів кутів між осями рухомої і нерухомої систем координат

	X	Y	Z
ξ	1	φ	$-\psi$
η	$-\varphi$	1	0
ζ	ψ	$-\theta$	1

Тоді формули перетворення координат можна записати у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} X &= X_0 + \xi \cdot \varphi \eta + \psi \zeta \\ Y &= Y_0 + \eta + \varphi \xi - \theta \zeta \\ Z &= Z_0 + \zeta - \psi \xi + \theta \eta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Звідки можна зробити висновок, що при малих кутах ψ , θ та φ слід розглядати як повороти глибокого вібратора щодо координатних осей $O\xi$, $O\eta$, $O\zeta$.

При обертанні валу вібробудувача з дебалансними масами m_b і m_n виникає система двох обертаючихся відцентрових сил:

$$F_B = m_b r_b \omega_A^2; \quad (2)$$

– при обертанні нижнього дебалансного вантажу:

$$F_I = m_I r_I \omega_A^2; \quad (3)$$

Відносно центру мас контейнера O ці сили утворюють обертальні моменти:

– момент вимушеної сили верхнього дебаланса:

$$L_B = m_b r_b \omega_A^2 h_b; \quad (4)$$

– момент вимушеної сили нижнього дебаланса:

$$L_I = m_I r_I \omega_A^2 h_I; \quad (5)$$

Система сил зведена до динамічного гвинта, а оскільки початкова система взаємно нерухомих сил обертається, то вона зводиться до вимушеного динамічного гвинта, що обертається, в якому рівнодіюча вимушуючих сил рівна:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_I^2} + 2F_B F_I \cos\alpha; \quad (6)$$

– і результуючий момент вимушуючих сил рівний:

$$L = \sqrt{L_B^2 + L_I^2} + 2L_B L_I \cos\alpha; \quad (7)$$

Диференціальні рівняння поступального руху глибокого вібратора разом з центром мас отримуємо на підставі теореми про рух центру мас системи:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{X}_0 + k_x \dot{X}_0 + C_x X_0 &= F \cos\omega_A t \\ M \ddot{Y}_0 + k_y \dot{Y}_0 + C_y Y_0 &= F \sin\omega_A t \\ M \ddot{Z}_0 + k_z \dot{Z}_0 + C_z Z_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де M – маса частин глибокого вібратора, що коливаються, з приведеною масою завантаження, $M = M_I + k_y M_B$;

k_x, k_y, k_z – коефіцієнти непружного опору переміщенням в напрямках відповідних осей;

C_x, C_y, C_z – коефіцієнти жорсткості пружної підвіски глибокого вібратора в напрямках відповідних осей.

Диференціальні рівняння обертального руху глибинного вібратора навколо центру мас визначаємо з динамічних рівнянь Ейлера:

$$\left. \begin{aligned} J_z \omega_z + \omega_y \omega_x (J_z - J_y) + k_y \theta + C_y \theta &= L \cos \omega_y t \\ J_y \omega_y + \omega_x \omega_z (J_z - J_x) + k_x \psi + C_x \psi &= L \sin \omega_y t \\ J_x \omega_x + \omega_z \omega_y (J_y - J_x) + k_x \varphi + C_x \varphi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де J_x, J_y, J_z — моменти інерції глибинного вібратора щодо головних центральних осей інерції ξ, η, ζ ;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ — проекції вектора кутової швидкості глибинного вібратора на відповідні осі;

k_x, k_y, k_z — коефіцієнти пружного опору у відповідних напрямках;
 C_x, C_y, C_z — коефіцієнти жорсткості пружної підвіски глибинного вібратора у напрямі відповідних переміщень.

Виразивши проекції кутової швидкості глибинного вібратора $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ через кути Ейлера-Крйлова, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= \varphi - \psi \sin \theta \\ \omega_y &= \psi \cos \theta \cos \varphi - \theta \sin \varphi \\ \omega_z &= \theta \cos \varphi + \psi \cos \theta \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Рівняння, що описують рух центру мас глибинного вібратора:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= A_0 \cos(\omega_y t + \varphi_x) \\ Y_0 &= A_0 \sin(\omega_y t + \varphi_y) \\ Z_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де φ_x — початкова фаза горизонтальних коливань.

Система рівнянь, що описує обертання глибинного вібратора щодо центральної горизонтальної осі у вертикальній площині:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_y t + \varphi_1) \\ \psi &= B_0 \sin(\omega_y t + \varphi_1) \\ \varphi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

де φ_1 — початкова фаза вертикальних коливань.

— для горизонтальної складової амплітуди коливань:

$$A_0 = \frac{F}{M \sqrt{\left(\frac{C_x}{M} - \omega_b\right)^2 + \frac{k^2}{M^2} \omega_b^2}} \quad (13)$$

— для амплітуди кута повороту глибинного вібратора відносно центра горизонтальної осі:

$$B_0 = \frac{L}{J_z \sqrt{\left(\frac{C_y}{J_z} - \omega_b\right)^2 + \frac{k_y^2}{J_z^2} \omega_b^2}} \quad (14)$$

Визначення траєкторії руху довільної точки глибинного вібратора

Точки глибинного вібратора, що не лежать на його центральній площині, здійснюють коливання по траєкторіях, які проєктуються на горизонтальну площину Оху у вигляді кіл з радіусом (горизонтальною складовою амплітуд коливань):

$$A_x = \sqrt{A_0^2 (\cos \delta_x - \cos \delta_y + B_0)^2 + A_y^2} \quad (15)$$

Будь-яка точка глибинного вібратора при роботі рухається по просторовій замкнутій кривій — еліпсу. Кут нахилу площини траєкторії коливання довільної точки глибинного вібратора до горизонтальної площини ϵ рівний:

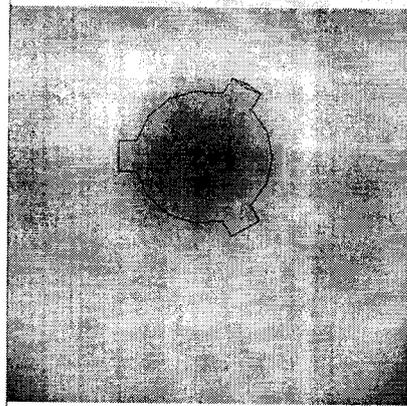
$$\epsilon_x = \arctg(b_{2x} / A_{2x}) \quad (16)$$

Повна амплітуда коливань A_x рівна:

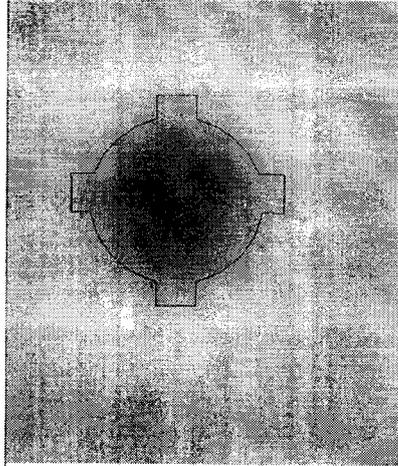
$$A_x = \sqrt{A_{2x}^2 + b_{2x}^2} \quad (17)$$

Тобто дана точка глибинного вібратора здійснює коливання по плоскій кривій — дузі кола радіусом r .

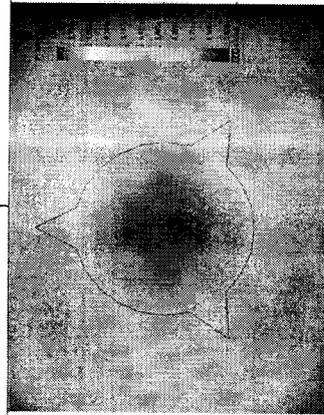
Оптимізація конструкції наконечника глибинного вібратора



Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибинного вібробуджувача циліндричної форми з трьома ребрами прямокутної форми



Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибинного вібробуджувача циліндричної форми з чотирма ребрами прямокутної форми



Розподіл амплітуди переміщення коливань в бетоні від корпусу глибинного вібробуджувача циліндричної форми з трьома ребрами трикутної форми

Висновки

У результаті проведених досліджень та аналізу створеної динамічної моделі глибинного вібратора для ущільнення бетонних сумішей, виокремлено кілька ключових висновків. Перш за все, встановлено, що система підвісу глибинного вібратора дозволяє здійснювати різноманітні просторові рухи, при цьому виявлено, що глибинний вібратор має цість ступенів свободи.

Для математичного опису руху глибинного вібратора були складені диференціальні рівняння, при цьому враховані важливі параметри, такі як технологічне завантаження, деформація бетонної суміші та непружний опір. Зокрема, використано коефіцієнт приєднаної маси для врахування впливу технологічного завантаження на рух глибинного вібратора.

Досліджено та визначено траєкторію руху довільної точки глибинного вібратора, встановлено, що точки, які не лежать на центральній площині, здійснюють коливання по кільцевих траєкторіях на горизонтальній площині. Крім того, розраховано кут нахилу площини коливань точок відносно горизонтальної осі в залежності від відстані цих точок до центру мас глибинного вібратора та кута розвороту дебалансних вантажів.

Одним із практичних застосувань розробленої моделі є конструкція підвісного глибинного вібратора для ущільнення бетону. Використання таких глибинних вібраторів дозволяє економити час на ущільнення та унікає розшарування в сусідніх шарах бетону завдяки накладці вібраційної дії сусідніх вібраторів. В цілому, розроблені методи та конструкції можуть знайти широкое застосування в будівельній індустрії для поліпшення якості бетонних конструкцій та оптимізації процесів ущільнення.