

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА
АРХІТЕКТУРИ**

ФАКУЛЬТЕТ АВТОМАТИЗАЦІЇ І ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра машин та обладнання технологічних процесів

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

**ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ
УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ**

СЕНЧЕНКО Іван Володимирович

Київ 2023

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА
АРХІТЕКТУРИ**

ФАКУЛЬТЕТ АВТОМАТИЗАЦІЇ І ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра машин та обладнання технологічних процесів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Іван НАЗАРЕНКО

“___” _____ 2023 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

**ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ
УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ**

Виконав:

СЕНЧЕНКО Іван Володимирович

131 “Прикладна механіка”

ОПП «Інженерія логістичних
систем»

групи ІЛС-22м

Керівник:

ДЄДОВ Олег Павлович

доктор технічних наук, доцент

Київ 2023

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: автоматизації і інформаційних технологій

Кафедра: машин і обладнання технологічних процесів

Освітній рівень: «магістр за ОПШ»

Спеціальність: 131 «Прикладна механіка»

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Завідувач кафедру МОТП

_____ Іван НАЗАРЕНКО,

д.т.н., проф.

“ ___ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА
ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

СЕНЧЕНКО Іван Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові магістранта)

**1. Тема АВР: Дослідження системи керування вібраційним приводом
установки для ущільнення будівельних сумішей**

Затверджена наказом ректора КНУБА № 1519/2 від 07.07.2023 р.

2. Керівник роботи ДЄДОВ Олег Павлович, д.т.н., професор

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

Науковий керівник і тема наукового дослідження затверджена рішенням Ради факультету, протокол № від 23 р.

3. Строк подання студентом роботи до захисту 15 грудня 2023 року

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

P.1. Стан проблеми та задачі дослідження.

P.2. Розробка вібромайданчика з вертикальними направленими коливаннями.

P.3. Моделювання елементів вібромайданчика.

P.4. Дослідження параметрів вібромайданчика.

P.5. Техногенна безпека.

5. Графічний матеріал за розділами:

P.1. Огляд конструкцій та характеристик вібромайданчиків.

Технічні характеристики вібромайданчиків та критерії їх оцінки

P.2. Обґрунтування вибору фізичної та математичної моделі.

Конструкторська частина.

P.3. Моделювання конструкцій вібромайданчика.

P.4. Моделювання модуля керування віброприводом.

6. Календарний план виконання роботи

№	Види робіт та їх зміст	Дата виконання
1	Розділ 1. Аналіз технологічних параметрів віброущільнюючого обладнання будівельних сумішей провідних світових виробників.	Жовтень 2023 р.
2	Розділ 2. Опис динаміки вібротрамбівки з гідроприводом та	Жовтень 2023 р.

	критерії ефективності.	
3	Розділ 4. Теоретичне обґрунтування раціонального вибору параметрів гідравлічної трамбівки.	
4	Розділ 5. Загальні розрахунки та розрахунки на міцність вібротрамбівки згіднопривом.	Листопад 2023 р.
5	Розділ 6. Техногенна безпека.	Листопад 2023 р.
6	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини.	Листопад 2023 р.
7	Рецензування, перевірка на антиплагіат	Листопад 2023 р.
8	Попередній захист роботи на кафедрі	Грудень 2023 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
			Дата	Підпис
1.	Розділ 1.	проф. Дєдов О.П.	16.10.2023	
	Розділ 2.		30.10.2023	
	Розділ 3.		13.11.2023	
	Розділ 4.		13.11.2023	
2.	Розділ 5.	проф.. Назаренко І.І. проф. Дєдов О.П	28.11.2023	

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2023 року

Керівник _____ Олег ДЄДОВ
(підпис)

Здобувач _____ Іван СЕНЧЕНКО
(підпис)

Київський національний університет будівництва і архітектури

СЕНЧЕНКО Іван Володимирович

факультету автоматизації і інформаційних технологій,

група ІЛС - 61

Тема атестаційної випускної роботи:

**«Дослідження системи керування вібраційним приводом
установки для ущільнення будівельних сумішей»**

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 131 «Прикладна механіка»,

Науковий керівник: ДЄДОВ Олег Павлович,

**доктор технічних наук, професор кафедри машин і обладнання
технологічних процесів**

РЕЗЮМЕ

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5, стор. 91, таблиць 4, рис. 47, графічна частина – 19 слайдів презентації, завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми . Процес ущільнення є одним із найбільш важливих у цивільному будівництві. Сучасний стан економіки, потреби сьогоденного ринку і безпосередньо споживачів техніки будівельного призначення висувають нові вимоги. Такими вимогами являються: мінімізація витрат енергії з реалізацією високої якості виконання технологічного процесу; низька матеріалоемність; висока надійність; низька собівартість виготовлення. З розвитком моделювання та теорії вібраційної техніки намітився новий напрямок пошуку конструктивних рішень зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань та з нелінійними характеристиками, застосування ефектів комбінаційних резонансів. В зв'язку з цим тема атестаційної випускової роботи є своєчасною і актуальною.

У *вступі* формулюється мета роботи, обраний об'єкт та предмет дослідження: **Мета роботи** полягає у обґрунтуванні конструктивних параметрів елементів вібраційного майданчика на основі врахування напружено-деформованого стану несучих елементів. **Об'єкт дослідження** – процес ущільнення будівельних виробів із бетонних сумішей на вібромайданчику з з вертикальним направленими коливаннями. **Предмет дослідження** – конструктивні параметрів елементів вібраційного майданчика.

У *першому розділі* «Стан проблеми та задачі дослідження» розглянуто конструкції сучасних вібромайданчиків вітчизняного та закордонного виробництва. На основі обраних критеріїв оцінки виконаний аналіз технічних і технологічних параметрів оглянутих конструкцій сформульовані задачі досліджень:

- розробити вібромайданчик з направленими вертикальними коливаннями для формування плоских виробів;
- виконати моделювання напруження та деформацій в основних елементах металоконструкцій розробленого вібромайданчика;
- провести аналіз та встановити умови синхронізації приводів з декількома вібраційними джерелами;
- проаналізувати та виконати необхідні розрахунки щодо забезпечення охорони навколишнього середовища та техногенної безпеки

У *другому розділі* «Розробка вібромайданчика з вертикальним направленими коливаннями» виконані основні розрахунки вібраційного майданчика, розрахунки вала на міцність, підібраний та розрахований дебаланс вібробуджувача

У *третьому розділі* «Моделювання елементів вібромайданчика» на основі виконаних попередніх розрахунків прийнята конструктивна схема вібраційного майданчика, створена скінченно-елементна модель, виконані дослідження якої підтвердили правильність прийнятих конструктивних рішень та розрахунків основних параметрів.

У четвертому розділі «Дослідження параметрів вібромайданчика» проаналізований вплив на роботу технологічного обладнання відсутність синхронізації вібраційних джерел та запропоноване технічне рішення, що базується на регулюванні частоти обертання одного з приводів з метою синхронізації його з іншим приводом.

У п'ятому розділі «Техногенна безпека» розглянуто заходи по охороні праці та пожежній безпеці.

Ключові слова: розрахункова модель, скінченно-елементна модель, бетонна суміш, амплітуди, частоти і форми коливань.

Keywords: design model, finite element model, concrete mix, amplitudes, frequencies and oscillation forms

Якість оформлення проекту. Атестаційна випускова робота магістра оформлена у відповідності до діючих нормативних документів та методичних вказівок до виконання магістерської роботи для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка».

Загальний висновок стосовно роботи та присвоєння авторіві освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр». Робота виконана на високому рівні, студент продемонстрував високий рівень теоретичної підготовки та сформованих практичних навичок в області сучасних інформаційних технологій та машинобудування. Заслуговує оцінки «добре»

Науковий керівник _____ проф., д.т.н., Олег ДЄДОВ.

(підпис)

Посада, місце роботи. КНУБА, пр-т. Повітрофлотський, 31, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

« 15 » грудня 2023 р

ЗМІСТ

Вступ		10
1. Стан проблеми та задачі дослідження		
1.1. Робочий процес ущільнення		13
1.2. Огляд конструкцій та характеристик вібромайданчиків.....		16
1.3. Технічні характеристики вібромайданчиків та критерії їх оцінки		23
1.4. Висновки по розділу. Постановка задач досліджень.....		27
2. Розробка вібромайданчика з вертикальним направленими коливаннями		
2.1. Передумови та припущення досліджень, обґрунтування вибору фізичної моделі.....		29
2.2. Розрахунок основних параметрів вібромайданчика.....		31
2.3. Розрахунок віброзбудувача вібромайданчика.....		33
2.4. Розрахунок вала вібратора.....		36
2.5. Висновки по розділу.....		42
3. Моделювання елементів вібромайданчика		
3.1. Вибір конструктивної схеми вібромайданчика.....		43
3.2. Розрахунок несучих конструкцій вібромайданчика.....		46
3.3. Розрахунок та проектування віброопор майданчика.....		62
3.4. Висновки по розділу.....		63
4. Дослідження параметрів вібромайданчика		
4.1. Постановка проблеми синхронізації віброзбудувачів.....		64
4.2. Моделювання модуля керування віброприводом.....		71
4.3. Обговорення отриманих результатів досліджень.....		77

						Дослідження системи керування вібраційним приводом					
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата						
Розроб.		Сенченко І.В.									
Консульт.											
Керів.		Дедов О.П.									
Н.Контр.											
Зав. каф.		Назаренко І.І.									
							Стадія	Аркуш	Аркушів		
								8	8		

5.	Техногенна безпека	
5.1.	Аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів, що пов'язані із станами об'єкту.....	78
5.2.	Заходи профілактики щодо небезпечних і шкідливих умов праці.....	81
5.2.1	Мікроклімат робочої зони приміщення.....	81
5.2.2	Забруднення повітря на робочих місцях.....	81
5.2.3	Освітленість на робочому місці.....	82
5.3.	Засоби електробезпеки.....	83
5.4.	Інженерні рішення питань в охороні праці при експлуатації машини для виробництва будівельних матеріалів.....	84
5.4.1	Розрахунок захисту від дії вібрації.....	85
5.4.2	Пожежна безпека.....	85
	Висновки	89
	Список використаних джерел.....	90
	Додатки	92

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

ВСТУП

Актуальність теми. Стрімкий розвиток будівельної індустрії в сучасній Україні обумовлений перш за все використанням новітніх технологій, які останнім часом були впроваджені при будівництві нових споруд. Якщо взяти до уваги будинки виготовлені із залізобетонних конструкцій, то цілком очевидно, що тенденції розвитку будівництва на сьогоднішній день є монолітно-каркасне будівництво.

Однак, останнім часом на світовому ринку є прояви відновлення актуальності збірних залізобетонних конструкцій і виробів. Обумовлено це декількома факторами, які вказують на переваги вказаної технології:

- швидкість монтажних робіт;
- зменшення витрат матеріалів;
- зниження трудоемкості процесу;
- зменшення собівартості будівництва.

Тому очевидно, що сучасний стан економіки, потреби сьогоднішнього ринку і безпосередньо споживачів техніки будівельного призначення висувають нові вимоги. Такими вимогами являються: мінімізація витрат енергії з реалізацією високої якості виконання технологічного процесу; низька матеріалоемність; висока надійність; низька собівартість виготовлення.

З розвитком моделювання та теорії вібраційної техніки намітився новий напрямок пошуку конструктивних рішень зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань та з нелінійними характеристиками, застосування ефектів комбінаційних резонансів. Разом з тим, створення та використання техніки із зазначеними режимами в широкому діапазоні технологічних процесів стримується внаслідок відсутності загальноприйнятої моделі, яка відображає

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								10	10
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

реальну поведінку як машини так і оброблювального середовища. Виходячи з цього, дана проблема є актуальною і важливою задачею, рішення якої може слугувати напрямком створення нового класу вібраційних машин технологічного призначення.

У «плоских» математичних моделях розглядається вплив бетонної суміші на поглинання енергії з урахуванням її реологічних властивостей. У математичних моделях вібраційних машин з просторовими коливаннями робочого органа бетонна суміш ураховується у вигляді твердого тіла як приєднана маса до коливальної системи. Проте у реальних віброплощадках із просторовими коливаннями робочого органа частина енергії витрачається на взаємодію бетонної суміші з піддоном та бортами форми, інша частина поглинається бетонною сумішшю при її ущільненні. Раціональні параметри віброустановок можна встановити шляхом визначення енергетичних витрат на основі вивчення закону руху цієї динамічної системи, включаючи рух як рухомої рами віброплощадки, днища та бортів форми, так і просторовий рух ущільнюваного середовища.

Таким чином, створення вібраційних машин з науково обґрунтованими технологічними показниками на основі дослідження процесів взаємодії бетонної суміші та робочого органа вібраційної машини при виробництві будівельних виробів є актуальним напрямком досліджень.

Мета роботи полягає у обґрунтуванні конструктивних параметрів елементів вібраційного майданчика на основі врахування напружено-деформованого стану несучих елементів.

Об'єкт дослідження – процес ущільнення будівельних виробів із бетонних сумішей на вібромайданчику з з вертикальним направленими коливаннями.

Предмет дослідження – конструктивні параметрів елементів вібраційного майданчика.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

Методи дослідження ґрунтуються на використанні класичної теорії коливань механічних систем і суцільних середовищ, прикладної механіки. Для аналізу математичних моделей використовувалися аналітичні й чисельні методи з використанням комп'ютерних систем. Експериментальні дослідження, які проводилися із застосуванням сучасних приладів, обладнання для вимірювання і реєстрації на оригінальних експериментально-дослідних зразках вібраційної установки, базувалися на методах математичного планування експериментів та математичної статистики. У кваліфікаційній роботі виконаний огляд та проведений аналіз існуючих конструкцій вібраційних машин на основі критеріїв оцінки.

									Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Робочий процес ущільнення

У сучасній заводській технології застосовують різні способи ущільнення бетонних сумішей: вібрування, центрифугування, пресування і вакуумування, а також комбінації перерахованих способів. За ефективністю і простотою обладнання вібрування є найбільш поширеним способом. Цим способом можна формувати різні вироби із сумішей з надто малим ступенем рухомості. При цьому знижуються витрати цементу, покращується структура бетону і, що особливо важливо, більш швидкими темпами зростає міцність на початковій стадії твердіння.

За принципом дії розрізняють два типи ущільнення: статичне та динамічне. При статичному ущільненні вирішальну роль відіграє загальна вага ущільнюючої машини, а при динамічному – маса, що коливається, частота та амплітуда коливання.

Статичне ущільнення здійснюється пресами та статичними котками. Пресування будівельних сумішей використовують для виготовлення невеликих будівельних виробів. Ущільнення статичними котками останнім часом витісняється використанням вібраційних машин, але для ущільнення поверхневого шару ефективно використовувати статичні котки пневматичними та з гладкими вальцями.

Динамічне ущільнення здійснюється вібромашинами, які можуть працювати у наступних режимах: ударний; вібраційний; змішаний; вібраційно-ударний.

Останнім часом відмічається значне збільшення застосування машини з вібраційним та вібраційно-ударним ущільненням, яке здійснюється як

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								13	13
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

вібраційними котками так і вібраційними плитами, та вібротрамбовками. Більшість сучасних ущільнюючих машин реалізують вібраційно-ударний режим, найбільш ефективний. Оскільки сутність процесу ущільнення полягає в збільшенні щільності робочого середовища, можна відмітити, що цей процес визначається двома основними факторами:

- вібрації (коливань, струсів, ворухіння), що приводять до зменшення або навіть до зняття внутрішніх сил тертя та невеликого зчеплення, зачіпання між частинками ґрунту, при цьому виникають сприятливі умови для ефективного переміщення та більш щільного укладання частинок під дією власної ваги та зовнішніх сил;

- динамічних стискуючих і зсувних зусиль та напружень, що створюються за рахунок короткочасних, але часто ударних навантажень.

При ущільненні сипучих незв'язних будівельних сумішей вирішальним є перший фактор, другий лише є позитивним додатком. Середовища, в яких сили внутрішнього тертя незначні, а фізико-механічні, електрохімічні та водно-колоїдні зв'язки між невеликими частинками є переважними, головним діючим фактором є сила тиску чи напруження зсуву тому перший фактор є другорядним.

Недостатньо ущільненні сипучі незв'язні (піщані, піщано-гравійні) ґрунти, закладені в земельне полотно дорожніх споруд, досить швидко знаходять свою низьку щільність та стійкість в умовах певних струсів та ударів, вібрацій, що виникають при рухові важкого вантажного транспорту, при роботі вібраційних машин і т.д. такі коливання можуть привести до досить великих деформацій та осідань ґрунту як основи. Тому не тільки ефективно, але і необхідно їх ущільнювати вібраційними чи іншими видами динамічного навантаження, створюючи коливання та ворухіння частинок.

Процес віброущільнення бетонної суміші має складний характер і проходить у кілька стадій: переукладання компонентів з інтенсивним витискуванням повітря, зближення частинок і завершальне витискування повітря, а також можливо доущільнення за рахунок деякого додаткового,

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

наприклад, статичного, тиску. Означена стадія має назву компресійного стиску і може здійснюватись як під час вібрування суміші, так і по завершенні процесу вібраційної дії. У першому випадку позитивний ефект підвищення густини і міцності бетону досягається невеликим статичним тиском впродовж кількох хвилин. У другому випадку той самий ефект можна отримати лише завдяки значному питомому тиску в декілька мегапаскалів. В обох випадках ефект досягається внаслідок часткового стиску і рівномірнішого розподілу порової води, а також ущільнення контактів між зернами заповнювачів.

Ущільнення сумішей безпосередньо пов'язане із розвитком деформацій, а отже, і тиском, що має місце на поверхнях контактів робочих органів машини із середовищем. Завдяки дії контактного тиску в розташованому поряд з поверхнею об'ємі суміші виникає напруження, під впливом якого і відбувається взаємне переміщення заповнювачів. Таким чином основа робочого процесу полягає у створенні відповідного напружено – деформованого стану середовища, що в свою чергу залежить від параметрів машини та їх узгодження із характеристиками суміші, які визначають цей процес.

Оскільки процес вібраційної дії є знакоперемінним, деформація, що приводить до ущільнення шарів суміші, може бути і зворотною, яка сприяє розшаруванню і порушенню ущільненої структури. Тому на процес ущільнення впливає також характер навантаження з боку робочого органа машини.

Тому при створенні сучасних машин технологічного призначення необхідно задовольняти наступним вимогам: забезпечення заданого закону руху досліджуваних машин статичної і динамічної дії обумовленого коректним, домінуючим врахуванням виникаючих сил опору на основі моделювання машин і їх складових дискретними параметрами, а оброблюване середовище системами із розподіленими параметрами; зменшення енерговитрат на робочий процес і зменшення металоємності забезпечується шляхом раціонального розташування конструктивних елементів, які під дією статичних і динамічних сил рівномірно розподілені по всій площині конструкції.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

1.2 Огляд конструкцій та характеристик вібромайданчиків

Вібраційні машини для ущільнення бетонних сумішей мають доволі широкий ряд конструкцій, які можуть слугувати для виконання технологічного процесу.

Найбільш прості вібромайданчики з коловими гармонійними коливаннями (рис. 1.1), вони одні з перших застосовувалися в практиці формування залізобетонних виробів. Були створені майданчики вантажопідйомністю 5, 10 і 15 т [1], подібні машини були піддані критиці [2], з-за можливого виникнення транспортного ефекту суміші, що викликає підсмоктування повітря і нерівномірне ущільнення. Незважаючи на зазначені недоліки і те, що майданчики з коловими коливаннями були створені більше 60 років тому [3], інтерес до них не зменшився: простота конструкції, зручність в експлуатації та ремонті сприяють їх застосуванню.

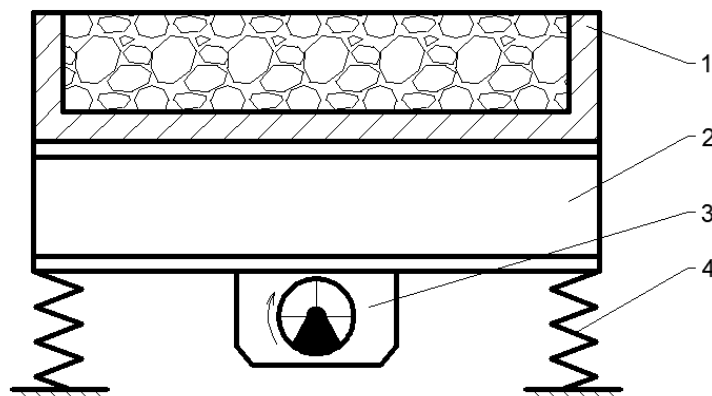


Рисунок 1.1 – Схема вібромайданчика з коловим гармонійним рухом:

1 – форма з бетонною сумішшю, 2 – вібраційний стіл, 3 – вібробудувач коливань, 4 – пружні опори.

Аналіз їх конструктивних і технологічних параметрів показав на існування і інших недоліків: значна металоємність, істотна витрата енергії, надмірний шум на робочих місцях. Разом з тим висока експлуатаційна надійність подібних майданчиків дозволяє їх застосування і сьогодні.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Вібромайданчик СМЖ-539, СМЖ-739 представляє собою стіл з вібратором, який встановлено на пружних опорах на станині (рис. 1.2). Всі частини вібромайданчика розміщено на станині. Стіл з'єднано зі станиною за допомогою чотирьох пружних опор і призначений для встановлення на нього форм.



а)



б)

Рисунок 1.2 – Загальний вигляд вібромайданчика з гармонійним рухом:

а) СМЖ-539, б) СМЖ-739

Вібратор закріплено до нижньої частини столу, він виконує роль збуджувача вібраційних коливань. Конструкція вібратора дозволяє ступінчасто змінювати статичний момент дебалансів, розміщених на кінцях вала електродвигуна вібратора і, тим самим змінювати його змушуючу силу. Величина встановленого статичного момента дебалансів впливає на величину амплітуди коливань столу площадки. Коливання вібратора через маятникову підставку передаються столу, площадці та формі з бетонною сумішшю, що ущільнюється. Управління вібромайданчиком (пуск і зупинка) проводять за допомогою пульта дистанційного керування, він виконує функцію пуску електродвигуна вібратора також вібратор автоматично може відключатися через

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

певний проміжок часу. Максимальне робоче навантаження на вібромайданчик разом з формою становить 100 кг.

Вібростоли формувальні СВ – 700 та СВ – 1400 мають порівняно малу вживану потужність та габаритні розміри, що дозволяють встановлювати на них ГОСТовані форми (рис. 1.3).



**Рисунок 1.3 – Загальний вигляд вібромайданчика з гармонійним рухом:
а) СВ-700, б) СВ-1400**

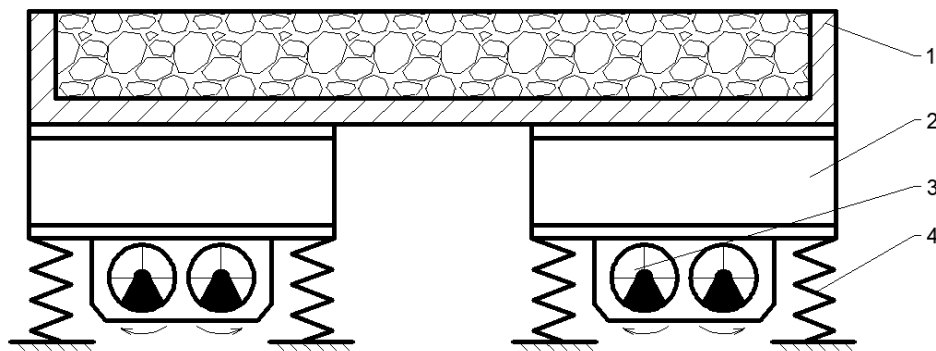
Тривалий час в промисловості збірного залізобетону використовувалися серійні вібромайданчики з вертикально-спрямованими коливаннями Челябінського заводу. Вібромайданчики серійного виробництва без рамного типу: СМЖ-187Б (рис. 1.4), СМЖ-164, СМЖ-199А. Він складається із загальних для всіх типорозмірів вібромайданчиків уніфікованих вузлів: віброблоки, синхронізаторів, карданних валів і пружних пристроїв. Компонуючи конструкцію майданчиків з певної кількості блоків з віброзбудниками, можна отримати машини з різною вантажопідемністю і габаритами виробів, які формуються. За рахунок підвищення стійкості роботи цих машин покращилася технологія ущільнення бетонних сумішей.

Конструктивна особливість вібромайданчика СМЖ-164 полягає у наявності трьох секцій: у комплекті двох секції по чотири віброблоки, розташовані у два ряди; третя секція має шість віброблоків теж розташованих у

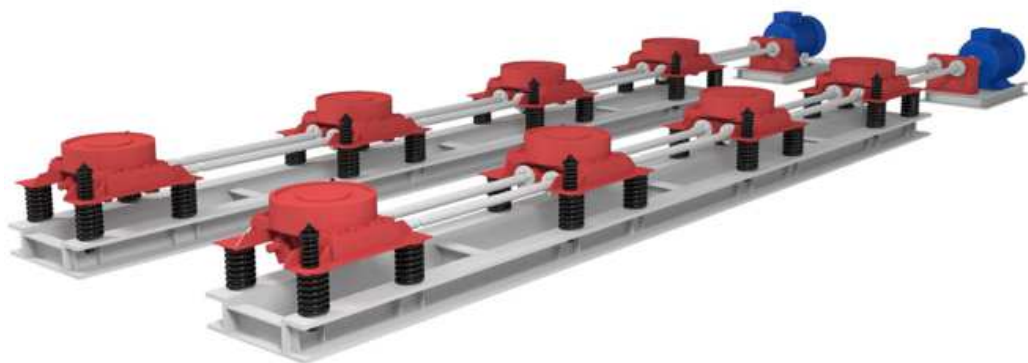
									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

два ряди. Кожна секція має окремий привод від двох електричних двигунів. Така конструкція дозволяє формувати вироби різної довжини приводячи в дію певні комбінації секцій. Таким чином на одній короткій секції можна формувати вироби довжиною до чотирьох метрів, а на довгій секції до семи метрів, відповідно на двох коротких секціях – до дев'яти метрів; для виготовлення довших виробів застосовують коротку і довгу секцію.

Вібромайданчик СМЖ-538Б призначений для ущільнення бетонної суміші при формуванні залізобетонних виробів масою (разом з формою) до 18 т і розмірами до 7200x3600x450 мм. Вібромайданчик (рис. 1.5) складається з вібростолів, двох електроприводів, двох опорних рам, електрообладнання.



а)



б)

Рисунок 1.4 – Вібромайданчик СМЖ-187Б: а – схема вібротолу, б – загальний вигляд; 1 – форма з бетонною сумішшю, 2 – вібраційний стіл, 3 – вібростол, 4 – пружні опори.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Кожен вібростіл є зварною балкою, на кінцях якої знизу приварено два механічні віброзбуджувачі і направляючі для опорних пружин. Карданні вали віброзбудників на кожному вібростолі обертаються в протилежних напрямках і за рахунок самосинхронізації забезпечуються направлені ударні коливання у вертикальній площині. Віброзбуджувач одновальний, на кінцях якого змонтовані дебаланси зі змінними вантажами. Між вібростолом і опорною рамою встановлені опорні пружини, які знижують передачу вібрації на фундамент. Карданний вал має трубчасту конструкцію з еластичними муфтами. Кожен привід складається з електродвигуна, проміжної опори та еластичної муфти.

Кожен вібростіл є зварною балкою, на кінцях якої знизу приварено два механічні віброзбуджувачі і направляючі для опорних пружин. Карданні вали віброзбудників на кожному вібростолі обертаються в протилежних напрямках і за рахунок самосинхронізації забезпечуються направлені ударні коливання у вертикальній площині. Віброзбуджувач одновальний, на кінцях якого змонтовані дебаланси зі змінними вантажами. Між вібростолом і опорною рамою встановлені опорні пружини, які знижують передачу вібрації на фундамент. Карданний вал має трубчасту конструкцію з еластичними муфтами. Кожен привід складається з електродвигуна, проміжної опори та еластичної муфти.

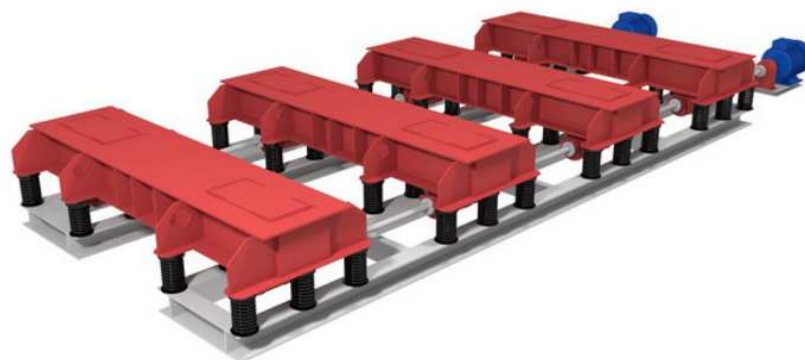


Рисунок 1.5 – Вібромайданчик СМЖ-538Б

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

Слід зазначити також, що, незважаючи на різноманіття конструктивних форм і типів вібраційних машин і їх робочих органів, при проведенні їх огляду можна визначити необхідний і достатній об'єм однотипної для усіх машин інформації.

Це можливо тому, що в комплекс завдань, пов'язаних із створенням і вдосконаленням машин технологічного призначення і їх робочих органів, входить, як правило, дослідження взаємодії робочих органів з середовищем, що розробляється, визначення раціональної форми робочих органів і оптимальних параметрів робочого устаткування.

Так існує ряд вібраційних установок для формування і ущільнення бетонних сумішей з пневмоприводом (рис.1.6, 1.7). Такі конструкції являють собою одномасну конструкцію, яка одночасно виконує функцію форми для бетонної суміші. Установка складається з рами коробчастого перерізу, яка встановлюється на гумових пружних опорах на бетонному фундаменті.

Поряд із виконанням основної операції ущільнення, такі конструкції обладнані пневмо, або гідроциліндрами, які призначені для підймання і перевертання форми з бетонним виробом після його формування.



Рисунок 1.6 – Вібромайданчик з пневмоприводом

								Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата			

Вібраційна установка обладнана декількома не симетрично встановленими вібраційними збуджувачами коливань, які прикріплені до рами. На рамі закріплено борти, які відкриваються. Також для розділення бетонної суміші між плитами, що формуються використовується магнітні перегородки.



Рисунок 1.7 – Вібромайданчик з пневмоприводом

Однак такі конструкції потребують додаткового вивчення, оскільки виробництва в Україні подібних конструкцій не існує. А з розвитком будівельної технології з'являється нагальна потреба у виготовленні саме довговимірних залізобетонних плоских конструкцій, для яких і призначені подібні установки. Особливості застосування таких конструкцій полягають у застосуванні пневматичних вібраторів, які розташовуються по периметру форми. Такі конструкції машин дозволяють формувати вироби розміром 4,0×12,0м. При цьому можливе формування декількох виробів одночасно, габарити яких є кратними загальним розмірам установки.

Таке рішення є перспективним з погляду на те, що дозволяє формувати вироби з різними шарами (сендвіч панелі) таким чином задовольняти вимоги щодо енергоефективності будівель і споруд.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

1.3 Технічні характеристики вібромайданчиків та критерії їх оцінки

Серед розглянутих машин вібраційної дії. Технічні характеристики наведених машин для ущільнення наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики та параметри вібромайданчиків

Назва вібростола	Характеристики вібростолів				Виробник
	Потужність приводу, кВт	Вантажо-підйомність, кг	Маса вібростола, кг	Частота коливань 1/хв	
СМЖ - 539	0,25	100	95	2800	«Белпромприбор» Білорусь
СМЖ - 739	1,5	60	90	2900	«Измерение» Москва, Росія
435А	0,25	100	130	2800	«Белпромприбор» Білорусь
Вібростіл каркасний	0,55	200	80	2800	«Бетонозмішувачі» Україна
СВ - 700	0,25	100	110	2800	ITCOR LLC Кіров, Росія
ВИБРОИД - 1000	0,5	150	130	2900	«СтройМеханика» Тула, Росія
ЄВ – 340	1,8	150	210	2900	«ПромСнабКомплект» Челябінськ, Росія
Вібростіл універсальний	0,55	250	270	2900	«Бетонозмішувачі» Україна
СВ – 1400	0,5	150	150	2800	ITCOR LLC Кіров, Росія

Створення нової машини або удосконалення існуючої полягає перш за все полягає в обґрунтуванні та виборі параметрів, виходячи з поставлених завдань. Для порівняння варіантів сукупності параметрів машини широкого застосування знайшли критерії оцінки. Для машин у процесі ущільнення бетонної суміші можна використати такі критерії оцінки [4, 5]:

- енергоємність процесу (потужність приводу);
- собівартість виконання змішування;
- продуктивність машини.

									Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

Проведемо оцінку параметрів даних ущільнюючих машин за деякими критеріями, а саме:

Критерій оцінки сили:

$$K_1 = \frac{P}{M \cdot g}, \quad (1.1)$$

де P – потужність приводу, кВт;

M – маса віброустановки, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

$$K_2 = \frac{M}{Q}, \quad (1.2)$$

де Q – вантажопідйомність, кг;

M – маса віброустановки, кг;

$$K_3 = \frac{a}{g}, \quad (1.3)$$

де a – прискорення робочого органу машини, м/с²;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Амплітуда коливань визначалась виходячи із співвідношення зовнішньої сили до інерційних складових:

$$A = \frac{F_0}{m \cdot \omega^2}, \quad (1.4)$$

де F_0 – вимушуюча сила;

ω – кутова частота вимушуючих коливань;

m – сумарна маса системи, що коливається:

$$m = \alpha \cdot m_0 + m_{p.o.}$$

α – емпіричний коефіцієнт;

								Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата			

m_b – маса бетонної суміші;

$m_{p.o.}$ – маса робочого органу з урахуванням маси форми.

Таблиця 1.2 – Числові значення критеріїв оцінки

№ з/ч	Індекс машини, країна	Енергоємність	Металоємність	Амплітуда коливань робочого органу x_0 , мм	Частота коливань робочого органу f , Гц	Прискорення a в долях від g , $k_a = a/g$
1	СМЖ-200Г	5,87	0,44	2.0- 0,5	45	2-5
2	СМЖ-538А	2,44	0,42	0,8- 1,0	24	2,25
3	СМЖ-773	2,2	0,43	1,5- 25	25	2.5-3,5
4	ВБ-20 (Україна)	0,96	0,31	1,0	27	2.25
5	ВПГ-3x7-30 (Україна)	0,73	0,27	0,8-1,0 (гори- зонт.) 0,2-0,3 – (вер- тик.)	24	0,5-1,0
6	SV-5 (Польща)	2,0	0,44	0,2-0,3	58	2,3
7	32-2x5 (Німеччина)	1,53	0,28	0,12	66	2

Арк.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

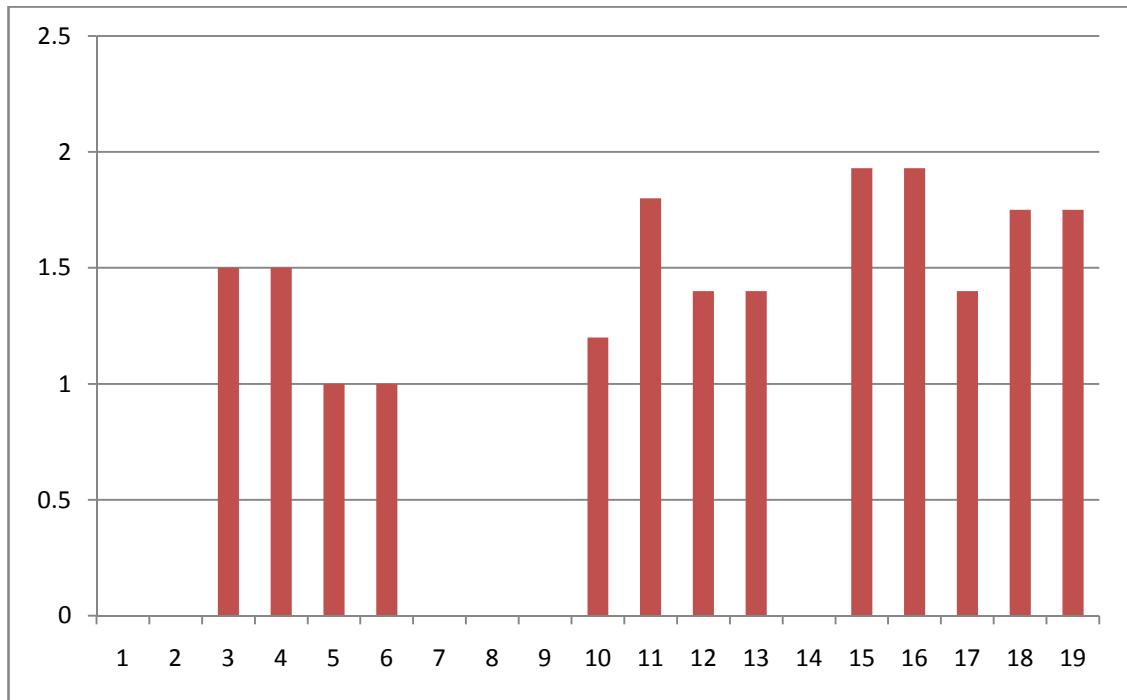


Рисунок 1.10 – Значення критерію k_3 в залежності від типу вібромайданчику.

1.4. Висновки по розділу. Постановка задач дослідження.

На основі здійсненого огляду конструкцій вібромайданчиків, аналізу методів розрахунку основних параметрів можна засвідчити наступне.

1. Із наведених гістограм слідує, що числові значення обраних критеріїв змінюються в достатньо широких межах.
2. Існуючі конструкції вібромайданчиків не в повній мірі відповідають сучасним умовам і не забезпечують сталий режим роботи вібромайданчика.

Очевидно, що основною причиною є відсутність загальноприйнятого підходу до розрахунку та моделюванню системи “робочий орган – бетонна суміш”.

Таким чином, спираючись на результати виконаного аналізу та тенденції розвитку аналогічної техніки в Україні та за кордоном вибрано напрям і сформульовано наступні задачі дослідження:

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

- розробити вібромайданчик з направленим вертикальними коливаннями для формування плоских виробів ;
- виконати моделювання напруження та деформацій в основних елементах металоконструкцій розробленого вібромайданчика;
- провести аналіз та встановити умови синхронізації приводів з декількома вібраційними джерелами;
- проаналізувати та виконати необхідні розрахунки щодо забезпечення охорони навколишнього середовища та техногенної безпеки.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

2 РОЗРОБКА ВІБРОМАЙДАНЧИКА З ВЕРТИКАЛЬНИМ НАПРАВЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ

2.1 Передумови та припущення досліджень, обґрунтування вибору моделі

З поставлених задач дослідження випливає необхідність розрахунку основних параметрів вібромайданчика. Для вирішення цієї задачі необхідно визначитись з фізичною моделлю, яка буде основою для подальших досліджень.

Сучасна вібраційна техніка будівельної індустрії не в повній мірі відповідає зазначеним викликам галузі. Обумовлено це декількома причинами: відсутністю спеціалізованих віброустановок для формування подібних виробів; застосуванням неефективних режимів і параметрів, які не враховують реальні процеси, що відбуваються в машині та в ущільнюючій суміші; відсутністю направленою використання енергії віброустановки за рахунок вкладу не тільки основної а і вищих гармонік в робочий процес.

Одним із рішень такої проблеми лежить у пошуку підвищення ефективності робочого процесу ущільнення бетонної суміші. Виявлення нових явищ при роботі ущільнюючих машин та врахування їх при моделюванні робочих процесів. Удосконалення моделей, які адекватно відповідають реальним умовам руху вібраційної машини. Ефективним у цьому напрямку є підхід застосування континуальних моделей [6], що дають можливість врахувати розповсюдження хвиль, як у конструкції вібраційної машини так і в ущільнюючій суміші. Такий підхід є основою для визначення реального розподілу амплітуд і частот коливань та застосування багаторежимних ефектів.

Тому на початковому етапі визначимо призначення майбутньої вібромашини та оберемо фізичну модель.

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								29	29
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

Оскільки, передбачається створення машини для об'ємного ущільнення плоских виробів при горизонтальному ущільненні, згідно теорії [5], приймаємо динамічну модель з дискретними параметрами. Суміш, яка ущільнюється, буде врахована як частина маси машини [7]. Так як висота виробу є невеликою, тому хвильові явища у товщі оброблюваного середовища малоймовірні. Розрахункова схема обраної конструкції наведена на рис. 2.1.

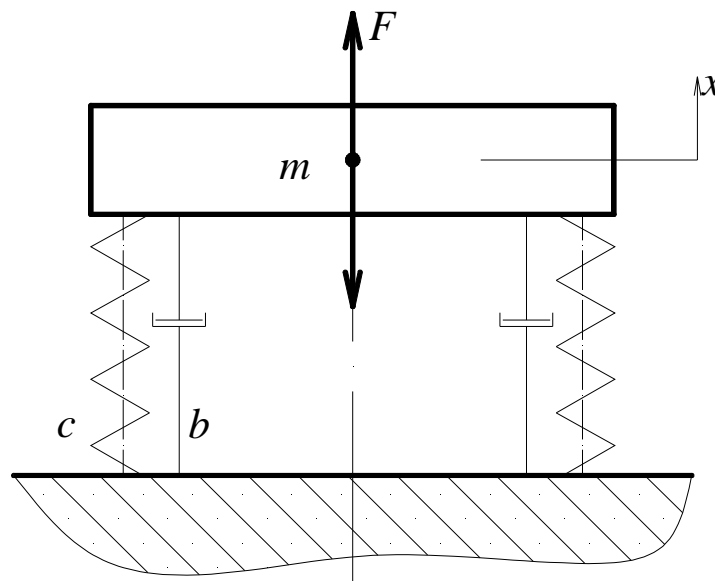


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема вібромайданчика.

На першому етапі буде розглянута модель з дискретними параметрами (2.1) та для неї визначені основні характеристики.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t). \quad (2.1)$$

Рівняння (2.1) є відоме та досліджене з точки зору поведінки в сталому режимі, тому у даній роботі його рішення розглядатись не буде.

Другий етап передбачатиме визначення конструктивної схеми вібромайданчика та розрахунок основних елементів його конструкції.

В процесі моделювання будуть уточнені характеристики та перерізи за допомогою моделі, що складена шляхом апроксимації всіх несучих елементів рами балочними скінченними елементами, пружнодеформованими під дією поздовжньої сили, згинальних моментів в двох площинах і крутного моменту.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

2.2 Розрахунок основних параметрів вібромайданчика

2.2.1 Вихідні дані до розрахунку:

розмір виробу 1000ммх2000ммх80мм;

малорухлива бетонна суміш, щільністю $\rho = 2000$ кг/м³;

амплітуда коливань $x_0 = 0,6$ мм;

частота коливань $\omega = 314$ с⁻¹;

просторове розміщення виробу при формуванні – горизонтальне.

Вибираємо конструктивну схему вібромайданчика з гармонійними коливаннями. У якості робочого органу приймаємо раму вібромайданчика, яка виконує одночасно функції форми майбутнього виробу.

У якості віброзбудників обираємо відцентрові віброзбуджувачі у кількості 2 шт, які симетрично розташовані на робочому органі.

Таким чином, маємо одномасну конструкцію вібромайданчика, з направленими вертикальними коливаннями.

Вібромайданчик спирається на віброопори, що встановлені на фундаменті. Кількість опор чотири.

2.2.2 Визначення мас, що приймають участь у коливаннях [5, 8].

Маса виробу, що формується

$$m_{\sigma} = \rho \cdot L \cdot B \cdot H, \quad (2.1)$$

де L, B, H – розміри виробу.

$$m_{\sigma} = 2000 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0.08 = 320(\text{кг}). \quad (2.2)$$

Маса форми

$$m_{\phi} = (0,6...1)m_{\sigma} = 320(\text{кг}) \quad (2.3)$$

Додаткові конструктивні елементи вібромайданчика

$$m_{\epsilon} = 0,25 (m_{\phi} + m_{\sigma}), \quad (2.4)$$

$$m_{\epsilon} = 0,25 (320 + 320) = 160(\text{кг})$$

Тоді повна маса, яка бере участь у коливаннях:

$$m_{\text{повн}} = m + m_{\sigma} + m_{\phi} \quad (2.5)$$

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

$$m_{повн} = 320 + 320 + 160 = 800 \text{ (кг)}.$$

2.2.3 Розрахунок жорсткості віброопор.

Для забезпечення виконання санітарно-гігієнічних норм із реалізацією зарезонансного режиму коливань, жорсткість пружних опор:

$$c_0 = \omega_0^2 m_{повн},$$

де $\omega_0 = 7 \dots 10 \omega$

$$c_0 = 314^2 \cdot 712 = 78,8 \times 10^3 \text{ (Н/м)}$$

2.2.4 Визначення загального статичного моменту маси дебалансів.

Визначення умови застосування залежності до розрахунку

$$m_6 / m = 320 / 480 \approx 0,7. \quad (2.6)$$

Отже, ми можемо використати [12] табл. 6.2 для знаходження коефіцієнта динамічності μ . З табл. 6.2 для m_6 / m малорухомої суміші $\mu \approx 1,46$.

Тоді загальний статичний момент маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{x_0 m}{\mu} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 712}{1,46} = 0,455 \text{ (кг} \cdot \text{м)}. \quad (2.7)$$

2.2.5 Розрахунок потужності приводу вібромайданчика.

Змушуюча сила віброзбуджувачів:

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2, \quad (2.8)$$

$$F_0 = 0,455 \cdot 314^2 = 44,8 \cdot 10^3 \text{ (Н)}.$$

Потужність на ущільнення:

$$P_{\max} = \frac{1}{4} F_0 x'_6 \omega$$

де, відповідно до формули (6.4):

$$x'_6 = \frac{m_0 r_0}{m_6 a_1 + m} = \frac{0,455}{320 \cdot 0,8 + 640} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (2.9)$$

Тоді

$$P_{\max} = \frac{1}{4} F_0 x'_6 \omega = \frac{1}{4} 44,8 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 314 = 1758,4 \text{ Вт}$$

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Потужність на тертя в підшипникових вузлах:

Попередньо приймаємо діаметр вала 30мм,

Коефіцієнт тертя в підшипникових вузлах 0,008.

$$P_{TP} = \frac{1}{2} F_0 \mu d_c \omega.$$

$$P_{TP} = \frac{1}{2} 44,8 \cdot 10^3 \cdot 314 \cdot 0,008 \cdot 0,03 \cdot 314 = 1688 (\text{Вт})$$

Загальна потужність приводу з урахуванням ККД

$$P_{CP} = \frac{P_{\max} + P_T}{\eta} = \frac{1758,4 + 1688}{0,9} = 3829 \approx 3,8 (\text{кВт}).$$

2.3 Розрахунок вібробуджувача вібромайданчика

2.3.1 Вибір форми дебаланса

Із міркувань технологічності при індивідуальному ті дрібносерійному виробництві на неспеціалізованих підприємствах доцільно використати плоский дебаланс постійної товщини, який виготовляють зі сталевого листа. Такими конструкціями може бути дебаланс секторіальної форми в плані з плоскими боковими поверхнями, кут між якими приймаємо 90° з тим, щоб можна було використати прямий кут заготовки (рис. 2.2), або круглого перерізу (рис. 2.3). Приймаємо плоский дебаланс, що має форму кільця з шириною $b=0,08$ м і радіусом $R_y = 0,11$ м. Радіус початочного отвору орієнтовно приймаємо $r_y = 0,025$ м.

Арк.

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата
-----	-------	------	-------	-------	------

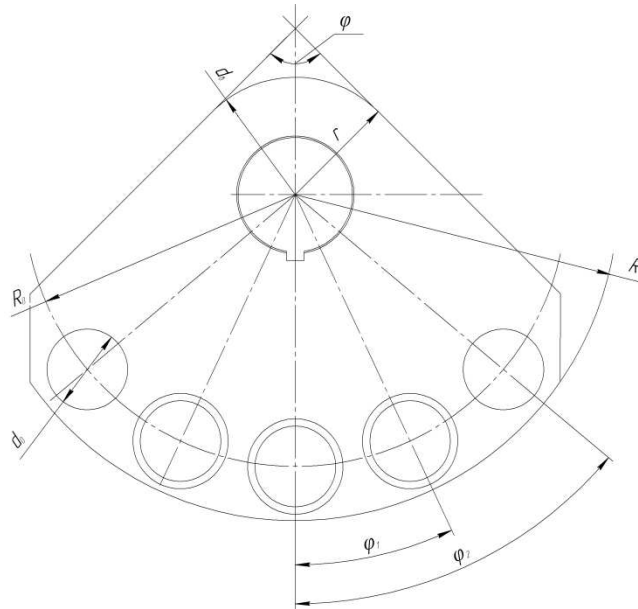


Рисунок 2.2 – Форма секторіального дебаланса

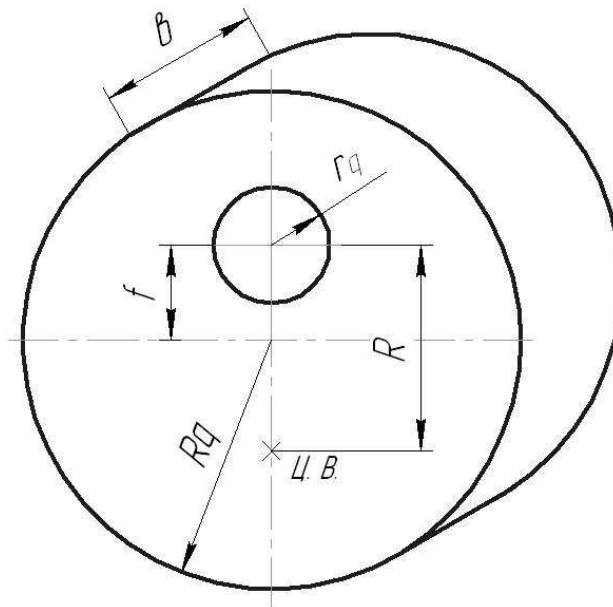


Рисунок 2.2 – Форма циліндричного дебаланса

Вихідні дані

Частота обертання, об./хв

$n=3000$

Вимушуюча сила:

максимальна, Н

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

$$F_{\max}=4480\pm 5\%,$$

Типорозмір підшипника	3606
Внутрішній і зовнішній діаметр підшипника, мм	D=09, d=30
Зовнішній мінімальний діаметр корпусу підшипника, мм	Dкп=150
Товщина листа дебаланса (приймаємо), мм	$\delta=12$
Радіус округлення бокових площин (приймаємо), мм	$r = 50$
Максимальний радіус дебаланса по умові габаритних розмірів віброзбудувача (задаємо), мм	$R_{\max}= 150$

2.3.2 Визначення розмірів дебаланса

При визначенні розмірів дебаланса і додаткового його вантажу враховуємо можливість розміщення отворів у дебалансі й умови регулювання статичного моменту.

Приймаємо плоский дебаланс, що має форму кільця з шириною $v=0,08$ м і радіусом $R_y = 0,11$ м. Радіус початочного отвору орієнтовно приймаємо $r_y = 0,025$ м.

Маса дебалансу m_d , кг, як маса сталевого кільця

$$m_d = \pi(R_d^2 - r_d^2)v\rho \quad (2.10)$$

де $\rho = 7800$ кг/м³ – щільність сталі.

$$m_d = 3,14(0,11^2 - 0,025^2) \cdot 0,08 \cdot 7800 = 22,48 \quad (2.11)$$

Тоді

$$R = \frac{m_{гр} A}{\pi m_d} = \frac{800 \cdot 0,00445}{4 \cdot 22,48} = 0,04 \quad (2.12)$$

Відстань від центру обертання до геометричного центру дебалансу f , м, зображено на рисунку 2.2.

								Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата			

$$f = \frac{R(R_d^2 - r_d^2)}{R_d^2} = \frac{0,04(0,11^2 - 0,025^2)}{0,11^2} = 0,032. \quad (2.13)$$

2.4 Розрахунок вала вібратора

2.4.1 Збір навантажень, які діють на вал.

На вал діють від дебалансів, власна вага в зборі та крутний момент [12].

2 Будуємо епюру згинаючих моментів від дії сил інерції P_{in}, H дебалансів,
рисунок 2.3

$$P_{in} = m_{\partial} R \omega^2, \quad (2.14)$$

де m_{∂} – маса дебалансу, кг; $m_{\partial} = 2.48$;

R – відстань від центру ваги дебалансу до центра обертання, м; $R = 0,04$;

ω – кутова швидкість обертання, c^{-1} ; $\omega = 314$.

$$P_{in} = 22,48 \cdot 0,04 \cdot 104,6^2 = 9838,3 \quad (2.15)$$

Умова рівноваги системи.

$$\sum M_a = 0 \quad (2.16)$$

$$P_{in} \cdot l_2 + R_{B1} \cdot l_1 - P_{in} (l_1 + l_2) = 0 \quad (2.17)$$

$$R_{B1} = \frac{P_{in} \cdot l_1}{l_1} = P_{in} \quad (2.18)$$

$$R_{B1} = R_{A1} = P_{in} = 9838,3 \quad (2.19)$$

Згинальний момент, Нм,

$$M_{1A} = P_{in} \cdot x_{1A} \quad (2.20)$$

$$0 \leq x_{1A} < l_2 \quad (2.21)$$

де $l_2 = 0,09$ м

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

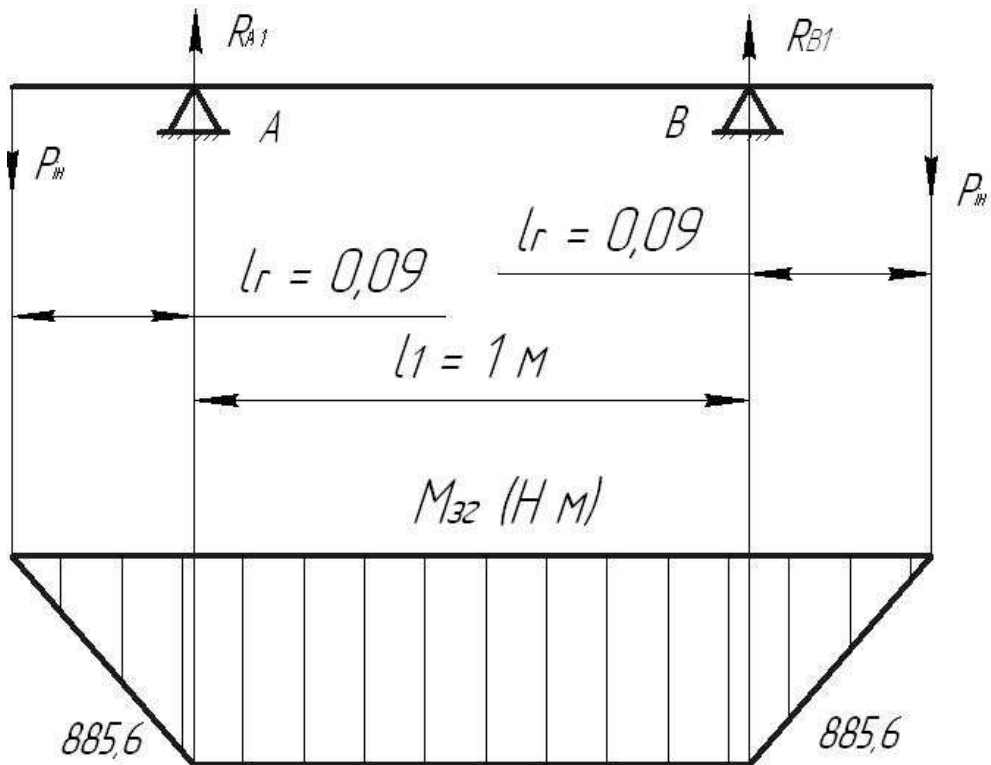


Рисунок 2.3 – Епюра згинаючих моментів від дії сили інерції дебалансів

При $x_{1A} = 0$, $M_{1A} = 0$

При $x_{1A} = 0,09$ м, $M_{1A} = 885,6$ Н·м

$$M_{1B} = P_{ш} \cdot x_{1B} \quad (2.22)$$

$$0 \leq x_{1B} \leq l_2 \quad (2.23)$$

де $l_2 = 0,09$ м

При $x_{1B} = 0$, $M_{1B} = 0$

При $x_{1B} = l_2$, $M_{1B} = 885,6$ Н·м

Вага валу, Н; G_g ,

$$G_g = m_0 g \quad (2.24)$$

де g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$: $g = 9,8$.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Масу вала m_6 , кг визначаємо як масу сталевого циліндру

$$m_6 = \frac{\pi}{4} d_6^2 l \rho \quad (2.25)$$

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

l – довжина валу, м; $l = 1,3$.

$$m_6 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,06^2 \cdot 1,3 \cdot 7800 = 28,6. \quad (2.26)$$

$$G_6 = 28,6 \cdot 9,8 = 280. \quad (2.27)$$

$$q = \frac{G_6}{l} = \frac{280}{1,3} = 215,4 \quad (2.28)$$

$$q_6 = q + k_d q \quad (2.29)$$

де k – коефіцієнт динамічності;

$$k = \frac{a \cdot \omega^2}{g} \quad (2.30)$$

$a = 0,00445$ – амплітуда коливань;

$$k = \frac{0,00445 \cdot 104,6}{9,8} = 4,97 \quad (2.41)$$

$$q_6 = 215,4 + 4,97 \cdot 215,4 = 1285,5 \quad (2.42)$$

Розрахункова схема і епюра згинаючих моментів наведена на рисунку 2.4

Реакції опор визначаємо з умови рівноваги системи.

$$\sum M_{A2} = 0 \quad (2.43)$$

$$q_6 \cdot \frac{0,18^2}{2} + R_{B1} \cdot 1 - q_6 \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{2}\right) = 0 \quad (2.44)$$

								Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата			

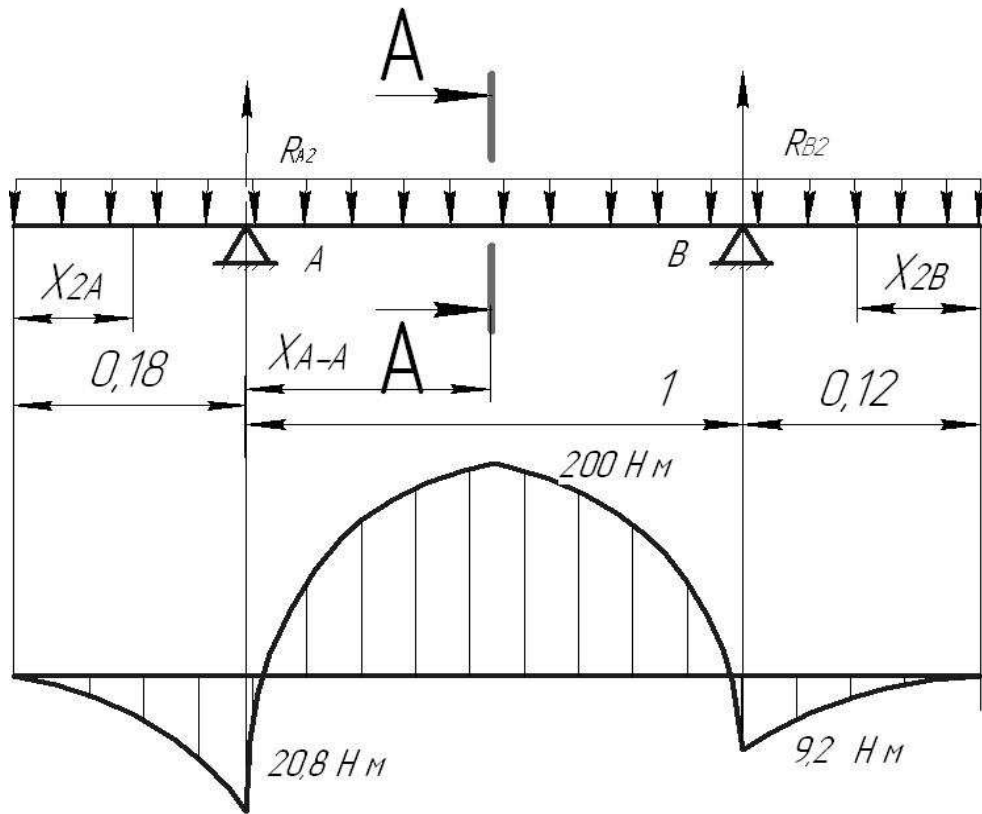


Рисунок 2.4 – Епюра згинаючих моментів від дії сили інерції дебалансів

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

$$= \frac{1285,5 \frac{1^2}{2} + 1285,5 \cdot 0,12(1 + \frac{0,12}{2}) - 1285,5 \frac{0,18^2}{2}}{1} = 815,6 \quad (2.45)$$

$$\sum_{i=1}^n R_i = 0 \quad (2.46)$$

$$R_{A2} + R_{B2} - q_g l = 0 \quad (2.47)$$

$$R_{A2} = q_g l - R_{B2} = 1285,5 \cdot 1,3 - 815,6 = 855,5 \quad (2.48)$$

Згинаючий момент (зображено на рисунку 2.4)

							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

$$M_{2A} = q_6 \cdot \frac{x_{2A}^2}{2} \quad (2.49)$$

$$0 \leq x_{2A} \leq 0,18 \quad (2.50)$$

При $x_{2A} = 0$ $M_{2A} = 0$

При $x_{2A} = 0,18$ $M_{2A} = 20,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$M_{2B} = q_6 \cdot \frac{x_{2B}^2}{2} \quad (2.51)$$

$$0 \leq x_{2B} \leq 0,12 \quad (2.52)$$

При $x_{2B} = 0$ $M_{2B} = 0$

При $x_{2B} = 0,12$ $M_{2B} = 9,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$M_{A-A} = q_6 \cdot 0,18 \left(\frac{0,18 + x_{A-A}}{2} \right) + q_6 \frac{x_{A-A}^2}{2} - R_A x_{A-A}; \quad (2.53)$$

$$0 < x_{A-A} < 1 \quad (2.54)$$

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

При $x_{A-A} = 0,4$ $M_{A-A} = -195,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$

При $x_{A-A} = 0,5$ $M_{A-A} = -199,9 \text{ Н}\cdot\text{м} \approx 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$

При $x_{A-A} = 0,6$ $M_{A-A} = -191,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Епюру згинаючих моментів від дії ваги дебалансів наведена на рисунку 2.5.

Визначаємо реакції опор

$$\sum M_{A3} = 0 \quad (2.55)$$

$$Q_y \cdot l_2 + R_{B3} \cdot l_1 - Q_\delta (l_1 + l_2) = 0 \quad (2.56)$$

$$R_{B3} = \frac{Q_\delta \cdot l_1}{l_1} = Q_\delta \quad (2.57)$$

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Вага дебалансу Q_0, H

$$Q_0 = m_0 \cdot g = 22,48 \cdot 9,8 = 220 \quad (2.58)$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 220 \quad (2.59)$$

Згинаючі моменти

$$M_{A3} = Q_0 \cdot x_{A3} \quad (2.60)$$

$$0 \leq x_{A3} \leq 0,09 \quad (2.61)$$

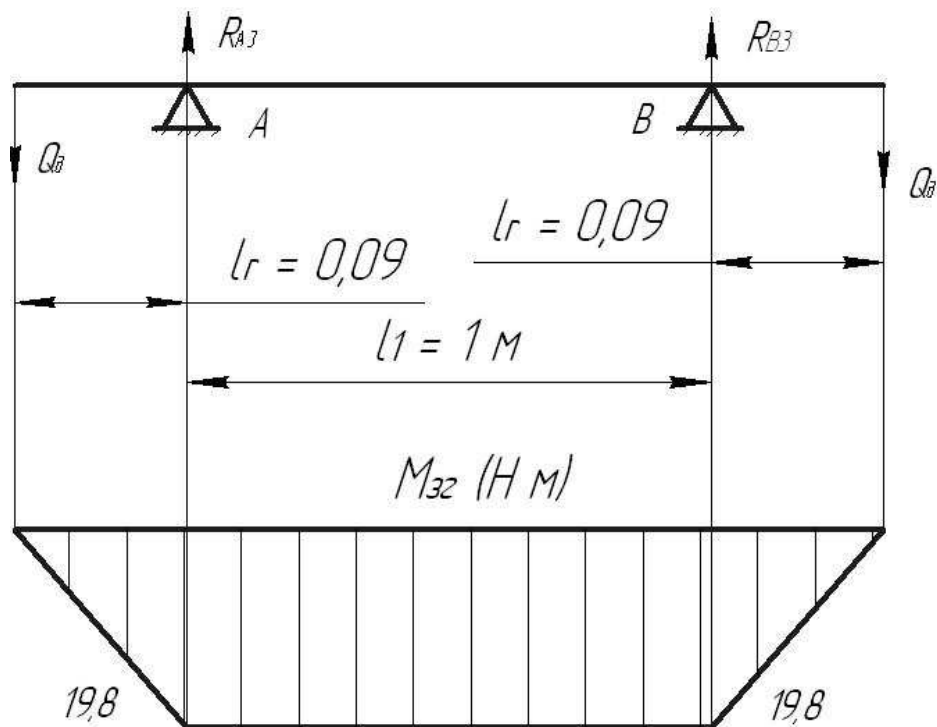


Рисунок 2.5 – Епюра згинаючих моментів від дії сил ваги дебалансів

При $x_{A3} = 0$ $M_{A3} = 0$

При $x_{A3} = 0,09$ $M_{A3} = 19,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$M_{B3} = Q_0 \cdot x_{B3} \quad (2.62)$$

$$0 \leq x_{B3} \leq 0,09 \quad (2.63)$$

При $x_{B3} = 0$ $M_{B3} = 0$

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

При $x_{B3} = 0,09$ $M_{B3} = 19,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Епюра крутних моментів $M_{кр}$, $\text{Н}\cdot\text{м}$ (рисунок 2.6)

$$M_{кр} = \frac{1000N}{\omega} = \frac{1000 \cdot 1,7}{104,6} = 16,2 \quad (2.64)$$

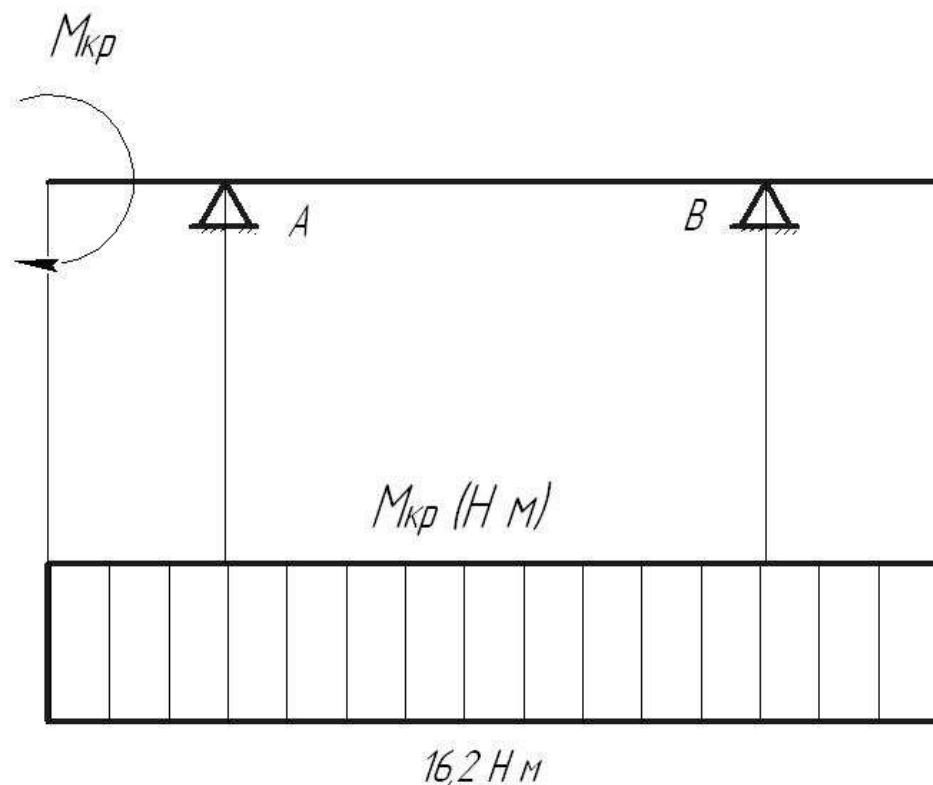


Рисунок 2.6 – Епюра крутного моменту

2.5 Висновки по розділу

1. Здійснений вибір та обґрунтування розрахункової моделі системи «машина – оброблюване середовище» у вигляді континуальної системи.
2. Виконані розрахунки основних параметрів вібраційного майданчика.
3. На основі зібраних навантажень розрахований вал приводу вібромайданчика.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

3 МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРОМАЙДАНЧИКА

3.1 Вибір конструктивної схеми вібромайданчика

На основі проведеного огляду і аналізу (див. розділ 1) перспективним напрямком розвитку вібраційної техніки є створення таких машин які забезпечували більш високі вимоги будівельної галузі. Сучасні дослідження таких машин здійснюються за наступними напрямками:

- пошук конструктивних рішень створення машин зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань;
- дослідження і розробка вібромашин з нелінійними характеристиками, у роботі яких використовуються ефекти комбінованих резонансів;
- дослідження та впровадження машин з багатокомпонентними просторовими коливаннями.

Так для подальших досліджень була обрана конструкція, яка є рамною конструкцією, що одночасно виконує функцію форми для бетонної суміші та складається з зварної рами коробчастого перерізу та встановлена на гумових пружних опорах на бетонному фундаменті [11]. Вібраційна установка обладнана двома, не симетрично встановленими відцентровими збудниками коливань. На рамі закріплені знімні борти.

Для реалізації поставленої мети створення такої машини розглянемо можливі варіанти конструкції розташування несучих елементів (балок).

На рисунку 3.1 зображена конструкція решітки балок 4x8 комірок, така конструкція є простою до виконання та передбачає розташування металевого листа, який безпосередньо контактує з бетонною сумішшю. Другий варіант реалізації такої конструкції комірчата конструкція 3x6 (рис. 3.2).

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								43	43
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

Така конструкція може бути альтернативним рішенням при умові забезпечення необхідної жорсткості та міцності її елементів.

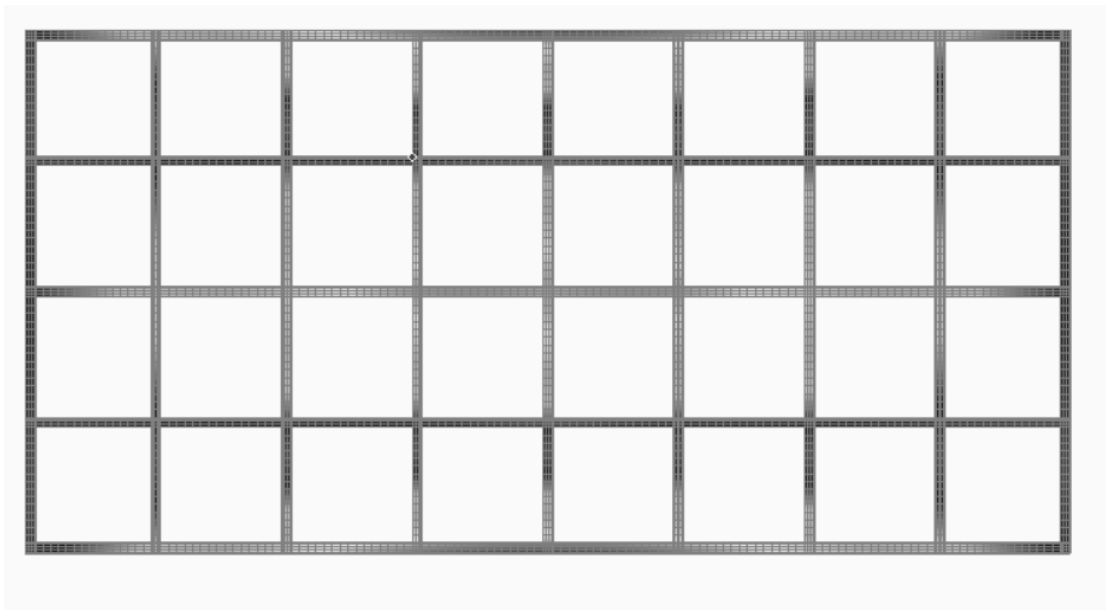


Рисунок 3.1 – Конструктивне рішення рами вібромайданчика 4x8 комірок

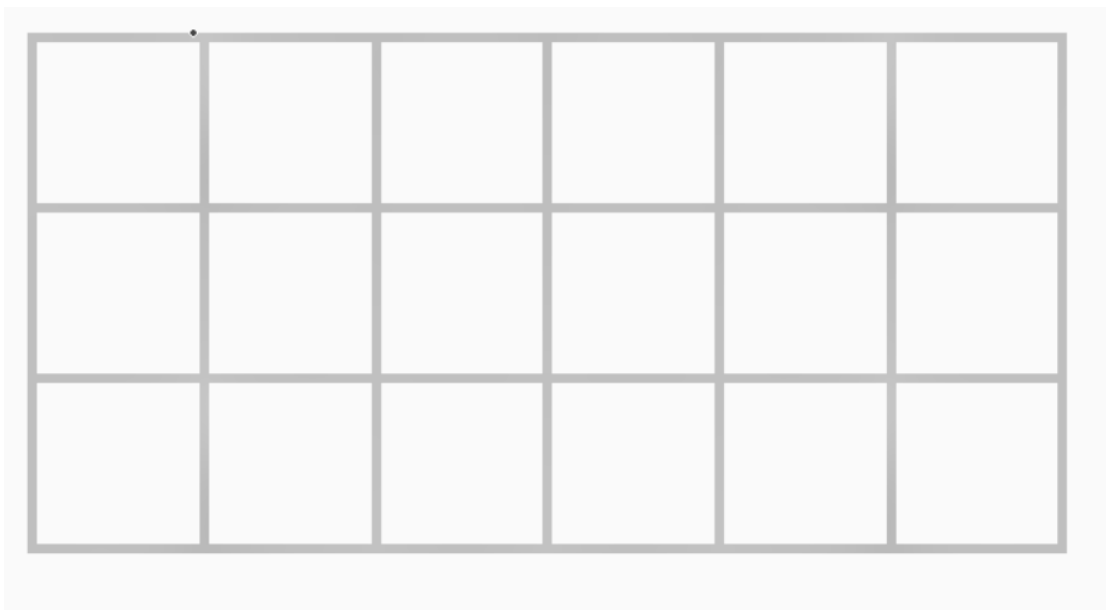


Рисунок 3.2 – Конструктивне рішення рами вібромайданчика 3x6 комірок

Збір навантаження на елементи конструкції.

При умові заповнення всього об'єму, передбаченого для формування майбутнього виробу і виходячи з початкових умов завдання, приймемо, що конструкція рами буде спиратись на чотири опори, а навантаження від бетонної суміші буде рівномірно розподілятися по всій площі.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

Тоді, серед несучих елементів будуть такі, що сприйматимуть навантаження від площі показаної на рисунку 3.3. Роботу таких елементів можна прийняти як роботу балки на двох опорах, при дії на неї рівномірнорозподіленого навантаження.

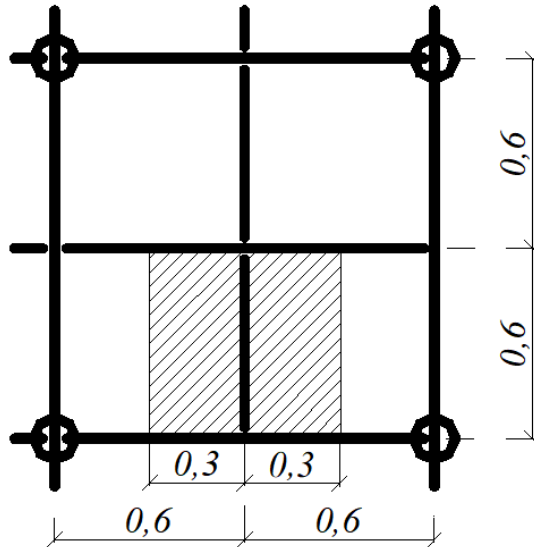


Рисунок 3.3 – Площа навантаження на поперечну балку.

Елементи розташовані перпендикулярно попереднім будуть сприймати навантаження від площі двох комірок (рис.3.4) так як на них спираються дві балки попереднього типу.

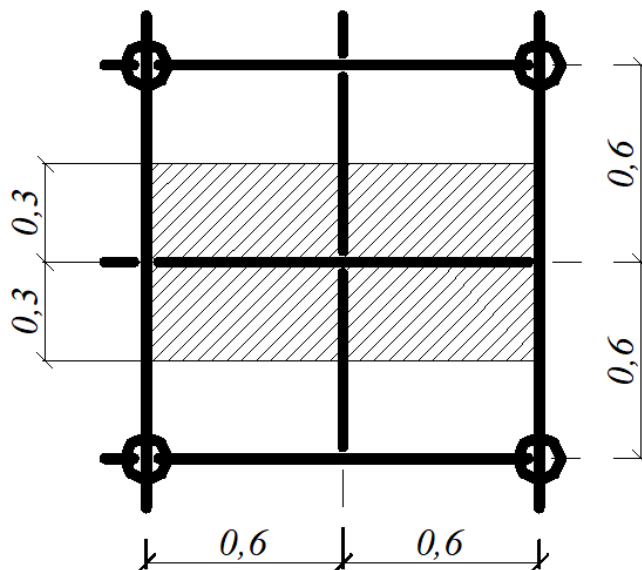


Рисунок 3.4 – Площа навантаження на поздовжню балку.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Таким чином послідовне збирання навантаження і передавання його на сусідні конструктивні елементи дозволить врахувати всю площу навантаження (рис.3.5) та перевірити жорсткість і міцність прийнятих перерізів таких балок.

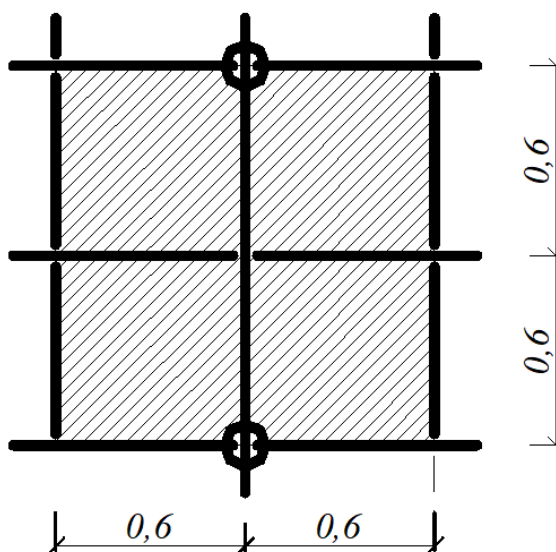


Рисунок 3.5 – Площа навантаження фрагменту рамної конструкції.

На наступному етапі отримані результати будуть використані при виборі точок розміщення опор та точок прикладання вібраційного навантаження.

Для подальшого розрахунку та вибору перерізів конструктивних елементів застосовувався метод кінцевих елементів, який реалізований в середовищі FEMAP 11.

3.2 Розрахунок несучих конструкцій вібромайданчика

Для отримання основних залежностей, використані варіаційні рівняння Гамільтона-Остроградського [10]:

$$\int_0^t (\delta U + \delta T + \delta W) dt = \delta q^T M \dot{q} \Big|_0^t, \quad (3.1)$$

де $\delta U, \delta T, \delta W$ – варіації відповідно потенціальної енергії системи, її кінетичної енергії та роботи зовнішніх сил; q, \dot{q} – вектор узагальнених переміщень і швидкостей; t – час.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Розглянемо скінченний елемент стрижня при згині. Тоді переміщення точок стрижня

$$w = Nq, \quad (3.2)$$

де N – матриця інтерполяційних функцій, q – вузлові переміщення в узагальнених координатах.

Матриця інтерполяційних функцій

$$N = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4], \quad (3.3)$$

$$\text{де } N_1 = 1 - 3\frac{x^2}{a^2} + 2\frac{x^3}{a^3}, \quad N_2 = x - 2\frac{x^2}{a} + 2\frac{x^3}{a^3}, \quad N_3 = 3\frac{x^2}{a^2} - 2\frac{x^3}{a^3}, \quad N_4 = -\frac{x^2}{a} + \frac{x^3}{a^3}.$$

Вузлові переміщення в цьому випадку будуть прогинами і кутами повороту на кінцях стрижня.

Деформації і напруження у перерізах стрижня

$$\varepsilon = Aw = ANq = Bq, \quad \sigma = C\varepsilon = CBq, \quad (3.4)$$

$$\text{де } A = -z \frac{d^2}{dx^2}, \quad C = E, \quad B = -z \frac{d^2}{dx^2} N, \quad E - \text{модуль пружності матеріалу.}$$

З урахуванням (3.1), (3.4) варіації потенціальної та кінетичної енергії матимуть вигляд

$$\begin{aligned} \delta U &= - \int_V \delta \varepsilon^T \sigma dV = - \int_V \delta (Bq)^T C Bq dV = \\ &= - \delta q^T \left(\int_V B^T C B dV \right) q = - \delta q^T K q, \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\delta T = \int_V \delta \dot{w}^T \rho \dot{w} dV = \int_V (N\dot{q})^T \rho N\dot{q} dV = \delta \dot{q}^T \left(\int_V N^T C N dV \right) \dot{q} = \delta \dot{q}^T M \dot{q}, \quad (3.6)$$

де K і M матриці жорсткості і мас, ρ – густина матеріалу.

								Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата			

Підставляючи (3.4), (3.5) в (3.6) отримаємо

$$\int_0^t (-\delta q^T K q + \delta \dot{q}^T M + \delta W) dt = \delta q^T M \dot{q} \Big|_0^t, \quad (3.7)$$

Після інтегрування маємо рівняння

$$\delta q^T \int_0^t \left(M \ddot{q} + K q + \frac{\delta W}{\delta q^T} \right) dt = 0. \quad (3.8)$$

Враховуючи незалежність варіацій δq^T , рівняння руху елемента

$$M \ddot{q} + K q + \frac{\delta W}{\delta q^T} = 0. \quad (3.9)$$

$$M \ddot{q} + K q = Q(t). \quad (3.10)$$

де $Q(t)$ – вектор зовнішніх сил.

Рівняння (3.26) та вирази для матриць жорсткості (3.9) і мас (3.10) прийняті для будь-яких скінченних елементів, тобто є універсальними.

Для системи, яка складається з багатьох скінченних елементів будь-яка задача в кінцевому підсумку зводиться до системи рівнянь:

$$[K] \{q\} = \{R\}, \quad (3.11)$$

де $\{q\}$ – вектор переміщень всіх вузлів, $\{R\}$ – вектор вузлових навантажень.

Рівняння вільних коливань для скінченного елемента одержимо з (10) при умові, що зовнішнє навантаження відсутнє, тобто $Q(t) = 0$:

$$M \ddot{w} + K w = 0. \quad (3.12)$$

Розв'язок рівняння (3.12), який відповідає гармонічним коливанням з частотою коливань ω та фазою ϕ

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

$$w = w_0 \sin(\omega t + \phi), \quad (3.13)$$

де w_0 – вектор ординат переміщень мас системи відповідно частоті ω .

Після підстановки (3.13) у рівняння (3.12) одержимо:

$$(K - \omega^2 M)w_0 = 0, \quad (3.14)$$

Рівняння (3.14) є еквівалентне системі n лінійних алгебраїчних рівнянь щодо компонентів вектора w_0 . Вільних коливань для скінченного елемента одержимо з (3.10) при умові, що зовнішнє навантаження відсутнє, тобто $Q(t)=0$.

При умові існування ненульових розв'язків, маємо:

$$\det[K - \omega^2 M] = 0, \quad (3.15)$$

Корені рівняння (3.15) $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ є власні частоти коливань системи.

Визначивши корені рівняння (3.15), знаходимо відповідні вектори w і в остаточному результаті розв'язку маємо n значень власних частот коливань системи і n відповідних їм векторів.

$$W = \begin{bmatrix} w_{11} & w_{12} & \dots & w_{1n} \\ w_{21} & w_{22} & \dots & w_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_{n1} & w_{n2} & \dots & w_{nn} \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

Таким чином отримаємо так звану модальну матрицю W , яка фактично і описує форми коливань системи з відповідними значеннями власних частот коливань.

Для рішення динамічних задач, рівняння у загальному випадку матиме вигляд [10]:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{0\}. \quad (3.17)$$

							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

де $[C] = [C_{вн}] + [C_{зн}]$ – матриця коефіцієнтів дисипації, що відповідно враховує внутрішнє розсіювання [10], обумовлене властивостями матеріалу скінченного елемента та зовнішнього, яке залежить від загальних характеристик і властивостей системи.

Розв'язок (3.33):

$$\{q(t)\} = \{A\} \cdot e^{\lambda t}. \quad (3.18)$$

де $\{A\}$ – вектор амплітудних значень вузлових переміщень системи.

Після підстановки (3.16) у (3.17) та відповідних спрощень отримаємо систему рівнянь:

$$(\lambda^2 [M] + \lambda [C] + [K]) \{A\} = \{0\}. \quad (3.19)$$

При умові що

$$\det[\lambda^2 [M] + \lambda [C] + [K]] = 0. \quad (3.20)$$

розв'язок рівняння дає $2n$ коренів λ_n , серед яких є дійні корені $\lambda_n = -\alpha_n \pm a_n$ а також комплексні корені виду $\lambda_n = -\alpha_n \pm i\bar{\omega}_n$.

Таким чином на основі створеної скінченно-елементної моделі були проведені дослідження конструкції за власними частотами і формами коливань. Розрахунок частот і форм коливань виконувався у два етапи. На першому етапі за нелінійною теорією виконується статичне попереднє напруження конструкції всіма діючими силами, потім на другому етапі виконується розрахунок частот і відповідно форм коливань.

Таким чином постановка задачі комп'ютерного моделювання зводиться до побудови системи, яка замінює і відображає дійсну систему, і в пізнавальних процесах перебуває з нею у відповідній схожості.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

В загальному випадку будь-який існуючий або створюваний об'єкт може бути розглянутий в тривимірному просторі як при статичній так і динамічній дії на нього[10]. Оскільки вся система тривимірна, то і всі елементи, які належать до неї теж мають три координати переміщень та три кути поворотів відносно осей, тобто шість ступенів волі (DOF).

У відповідності до принципів моделювання визначення конструктивних параметрів елементів базується на співвідношенні геометричних розмірів та виду напружень, що виникають (можуть виникати) в елементах конструкції.

Так для моделювання елемента конструкції, який перебуває лише в полі зусиль розтягування – стиснення (при умові роботи в зоні пружних деформацій) та його довжина по відношенню до поперечного перерізу відрізняється на порядок, достатньо розглянути одновимірну задачу. Так як процесами, що відбуваються в межах перерізу можна знехтувати. Модель, яка буде відображати поведінку такої системи, матиме вигляд стрижня, кінці якого защемлені нерухомим та рухомим шарніром відповідно (рис. 3.6, а).

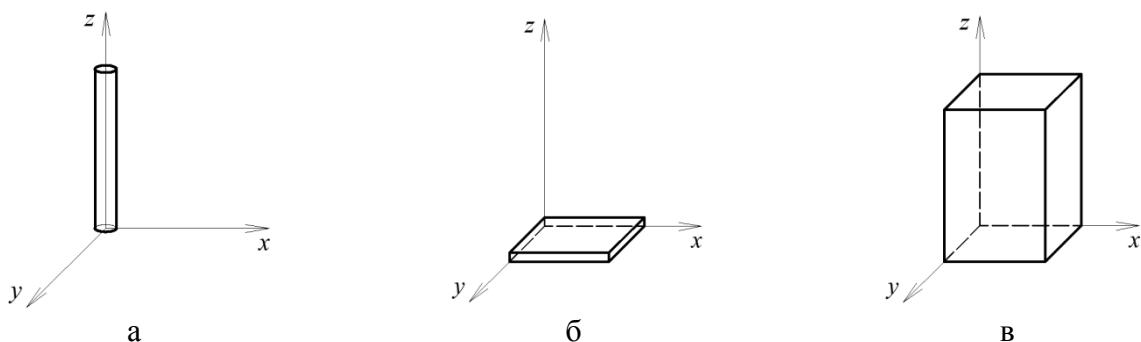


Рисунок 3.6 – Типи елементів моделей: а – одновимірний; б – двовимірний; в – тривимірний

Для елементів конструкції, які перебувають в полі складних видів зусиль та співвідношення габаритних розмірів в площинні до висоти знаходяться в межах декількох порядків, варто розглядати систему двовимірних елементів, які мають товщину – пластини (рис. 3.6, б). Відповідно елементи конструкцій, які мають габаритні розміри одного порядку та (або) перебувають у складному напружено-деформованому стані розглядають об'ємними елементами (рис. 3.6, в) і, відповідно систему (модель) розглядають тривимірну.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

Раціональне моделювання тих чи інших процесів полягає у використанні комбінованих (аналітико-імітаційних) моделей при аналізі і синтезі систем. Такий підхід дозволяє об'єднати переваги аналітичних й імітаційних моделей. Так при створенні комбінаційних моделей проведений попередній аналіз функціонування окремих підсистем та визначені відповідні процеси (явища), які мають місце в конкретному випадку. При побудові моделей процесів, розглянутих в межах дослідження, був застосований цей принцип на всіх стадіях ієрархічного існування системи: від одновимірної постановки задачі до багатовимірних; від простих лінійних елементів до елементів з нелінійними характеристиками.

Таким чином для подальших дослідження були створені дві скінченноелементні моделі згідно прийнятих конструктивних рішень.

У якості несучих балочних елементів прийняті однакові трубчасті перерізи, геометричні розміри та розрахункові параметри наведені на рисунку 3.7.

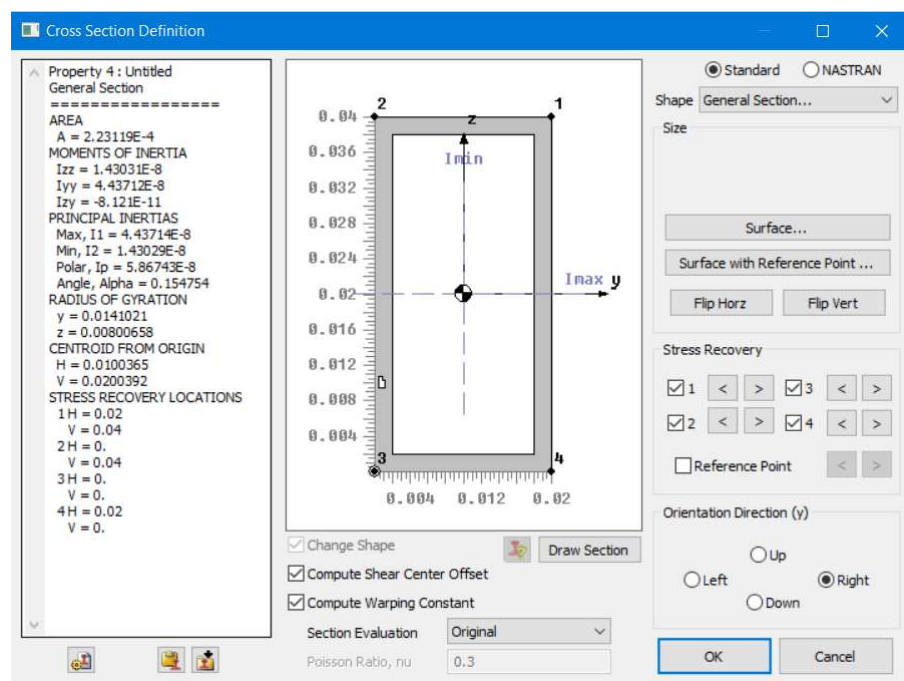


Рисунок 3.7 – Переріз основних балок вібромайданчика

Опори змодельовані теж трубчастими круглими перерізами (рис. 3.8), а поверхня листом товщиною 2мм.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№доку	Підп.	Дата					

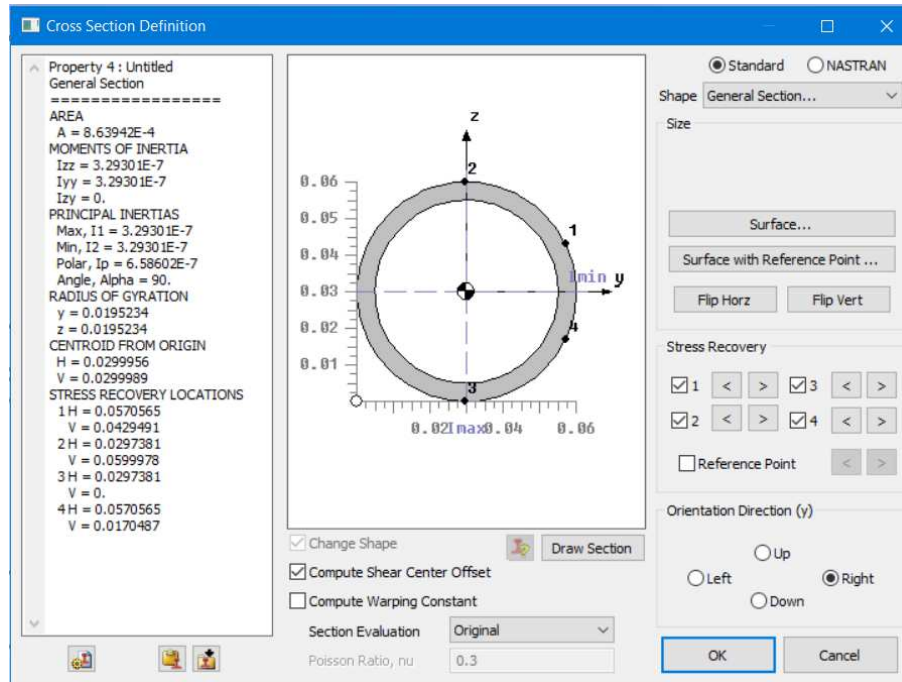


Рисунок 3.8 – Переріз металевих опор

Механічні характеристики матеріалу прийняті на основі загальних відомостей про сталь (модуль пружності $E=2 \times 10^5$ МПа, модуль Пуассона 0,5, густина 7860 кг/м^3) та згідно сортаменту для обраних перерізів відповідно Сталь 20 та Ст.3.

Таким чином для визначення робочого процесу енергоощадної вібраційної установки з направленими вертикальними коливаннями для виконання конкретних технологічних робочих процесів були визначені наступні завдання:

- обґрунтувати та розробити розрахункову схему вібраційної установки з направленими вертикальними коливаннями;
- дослідити та здійснити аналіз основних форм, амплітуд та частот коливань конструкції віброустановки;
- визначити режими, раціональні параметри для створення нової високоефективної вібраційної установки з направленими вертикальними коливаннями.

Для вивчення руху систем, які відносяться до блокових конструкцій (див. розділ 1), прийнята модель (рис. 3.9), яка є двомасовою вібраційною системою.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Нижня маса системи складається з чотирьох вібраційних блоків, які спираються на пружні елементи, розраховані з умов віброізоляції. Верхня маса імітує форму з середовищем, яке підлягає обробці. Між верхньою і нижньою масами розташовані пружні елементи, жорсткість яких приймається з умови реалізації резонансного режиму руху, та які забезпечують технологічний процес.

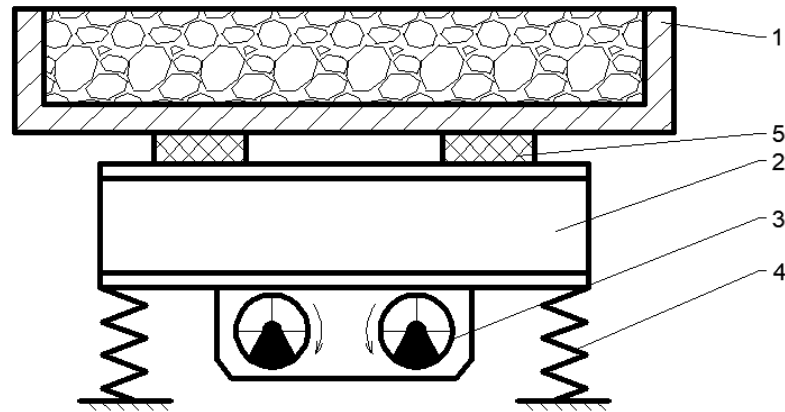


Рисунок 3.9 – Схема вібромайданчика:

1 – форма з бетонною сумішшю, 2 – вібраційний стіл, 3 – вібробудувач коливань, 4 – пружні опори, пружна прокладка.

Загальний вигляд розрахункової моделі вібраційної конструкції наведений на рис. 3.10,

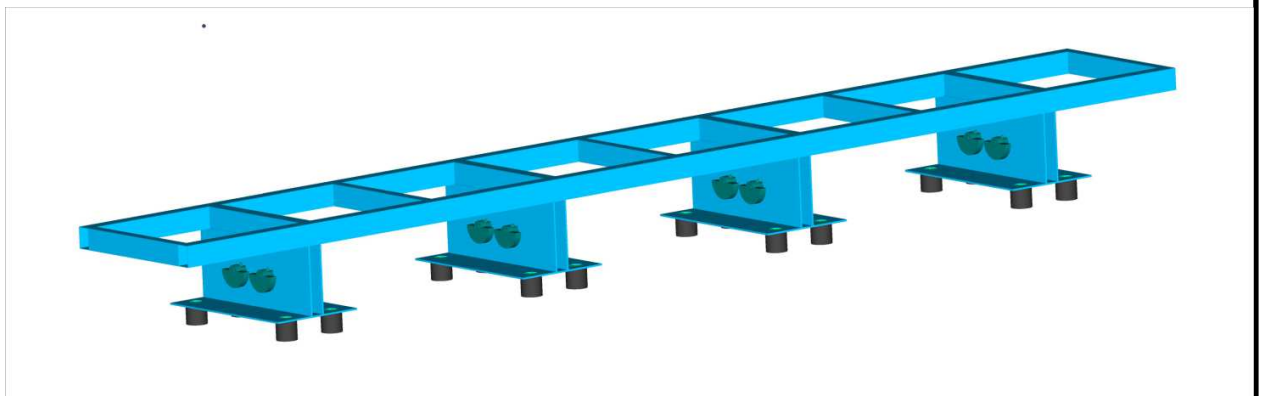


Рисунок 3.10 – Модель блокової вібраційної установки

З метою виконання досліджень прийняті наступні габаритні розміри конструкції:

загальна довжина 3,30 м;

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

ширина 0,50 м;

висота 0,34м.

Дослідження моделі проведені методом скінченних елементів. Скінченно-елементна модель споруди складена шляхом апроксимації всіх несучих елементів в тому числі і формоутворюючої поверхні двовимірними скінченними елементами типу PLATE, пружнодеформованими під дією поздовжньої сили, згинальних моментів в двох площинах і крутного моменту.

Віброізоляційні опори та пружні елементи моделі прийняті трьохвимірними CE типу SOLID так як процеси, що протікають в таких елементах конструкції більш складними з точки зору розсіяння енергії .

Загальне число скінченних елементів виявилось рівним 19258, число вузлів – 19912, загальне число шуканих змінних – 20928.

Прийнято, що в крайніх точках опори спираються на фундамент і закріплені, тому в моделі крайні вузли опор защемлені у напрямках X,Y,Z, а також заборонені повороти по всім трьом осям.

Вважається що матеріали всієї конструкції деформуються лише в пружній стадії.

При перевірці міцності і визначення функціонування системи, яка може піддаватися дії навантажень, відмінних за їх природою і, які прикладаються в різних сполученнях, доцільно на початку проаналізувати поведінку конструкції при найпростіших навантаженнях, а потім ускладнювати їх з додаванням інших збурень.

Для перевірки моделі та оцінці її функціонування при дії статичних і динамічних навантажень прийняті наступні етапи дослідження:

статичний розрахунок при дії ваги конструктивних елементів та еквівалентного навантаження оброблюваного середовища;

модальний аналіз;

динамічний аналіз конструкції при дії змусувальної сили з частотою коливань близькою до частоти власних коливань.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

Дослідження установки (рис. 3.11) виконувались в декілька етапів. на першому етапі був проведений модальний аналіз з метою визначення основних форм і відповідних їм частот коливань.

Так, за частоти коливань $f=1,14$ Гц (рис. 3.12) $f=1,32$ Гц (рис. 3.13) віброустановка здійснюватиме коливання за першою і другою формами коливань у горизонтальній площині (XY). Такий режим коливань обумовлений значенням жорсткості пружних опор, які у горизонтальному напрямку мають незначну жорсткість, обумовлену геометричними особливостями та фізико-механічними характеристиками.

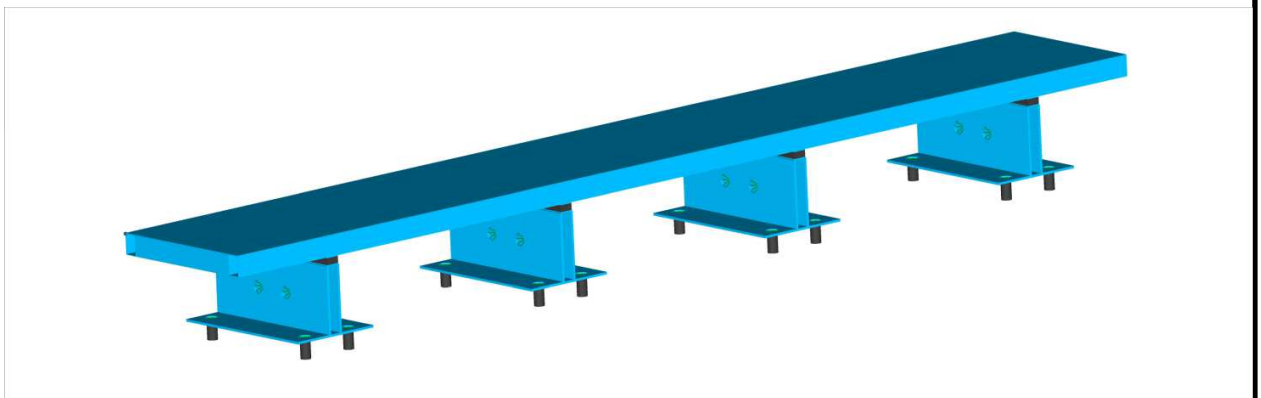


Рисунок 3.11 – Загальний вигляд 3D моделі блокової вібраційної установки з направленими вертикальними коливаннями

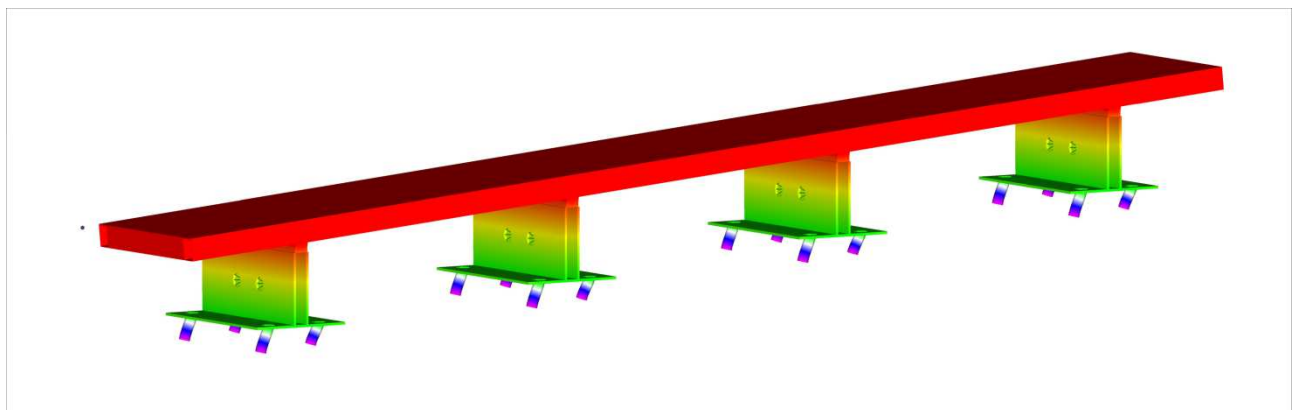


Рисунок 3.12 – Перша форма коливань (Mode 1, $f=1,14$ Гц)

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

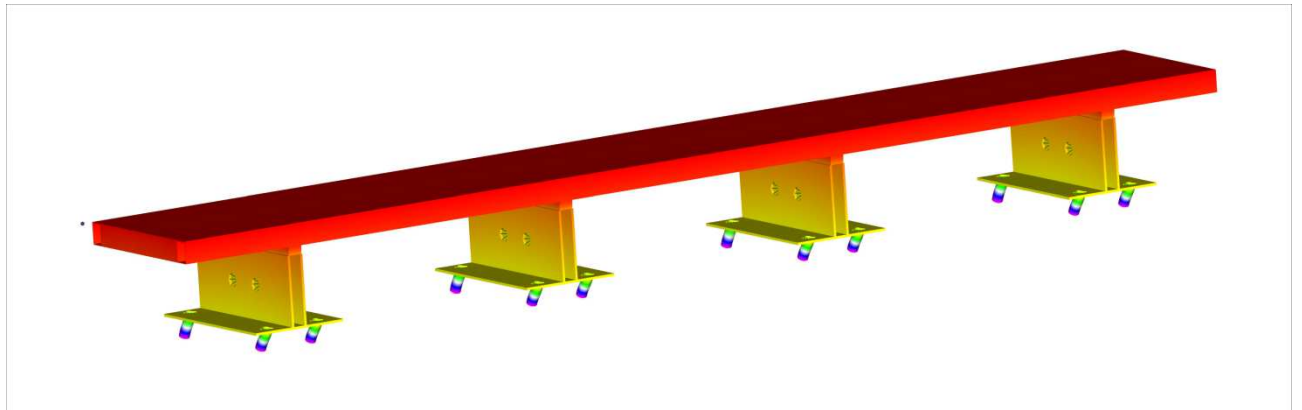


Рисунок 3.13 – Друга форма коливань (Mode 2, $f=1,32$ Гц)

На рис. 3.14 зображений режим роботи установки при частоті коливань $f=2,57$ Гц. При цьому режимі коливання здійснюються в горизонтальній площині і носять крутильний характер.

При реалізації режиму на частоті $f=4,10$ Гц (рис. 3.15) коливання носять направлений характер у вертикальному напрямку. Цей режим відповідає резонансному режиму коливань, коли частота коливань відповідає власній частоті на віброізоляційних пружних елементах.

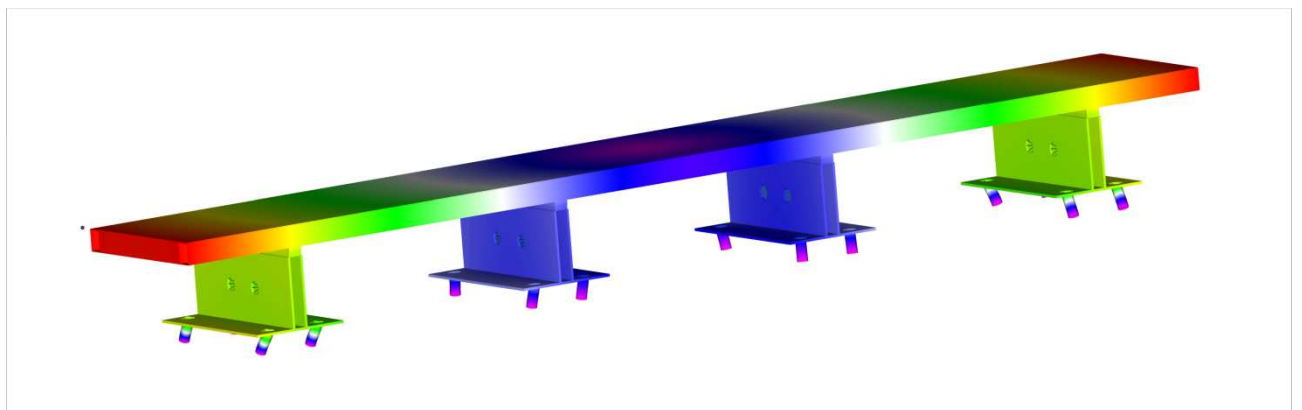


Рисунок 3.14 – Третя форма коливань (Mode 3, $f=2,57$ Гц)

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

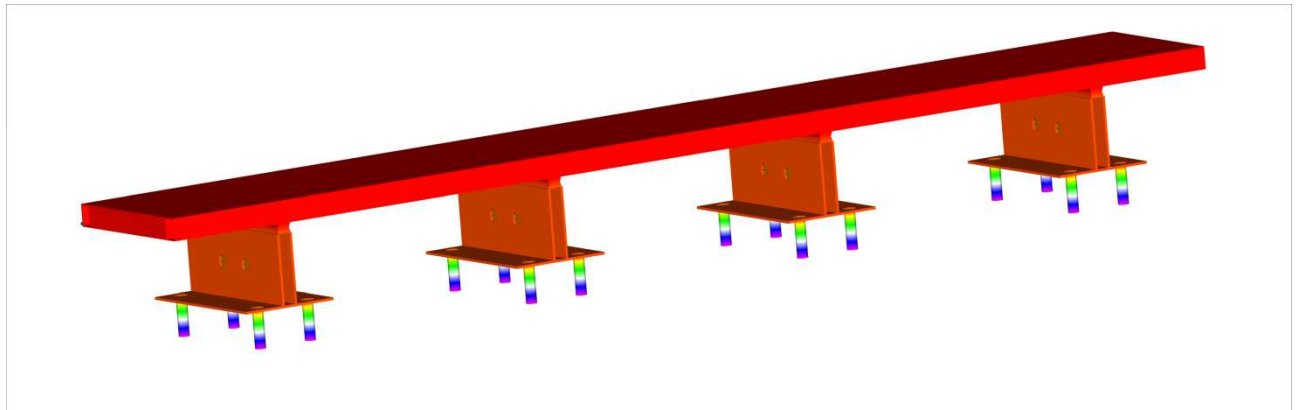


Рисунок 4.15 – Форма коливань (Mode 8, $f=4,10$ Гц)

Здійснення коливань за режимом при частоті $f=16,61$ Гц (Mode 23), є наслідком впливу жорсткості форми (рис. 3.16). Коливання здійснюють внаслідок вигину конструкції у площині YZ. Такі режими є недостатніми для процесу ущільнення бетонної суміші. Суто однонаправлені коливання з низькими частотами не визивають напруження в середовищі, які не перевищують напруження втрати суцільності. Режимом роботи, при якому буде реалізований зсув фаз можливий при підвищенні до частоти $f=27,40$ Гц (рис. 3.17). Обумовлено це тим, що із збільшенням частоти значно зростають числові значення напружень стискування шарів суміші та напруження розриву шарів. Також такий режим реалізує коливання формоутворюючої поверхні, які реалізуються на пружних елементах 5 (див. рис. 3.9).

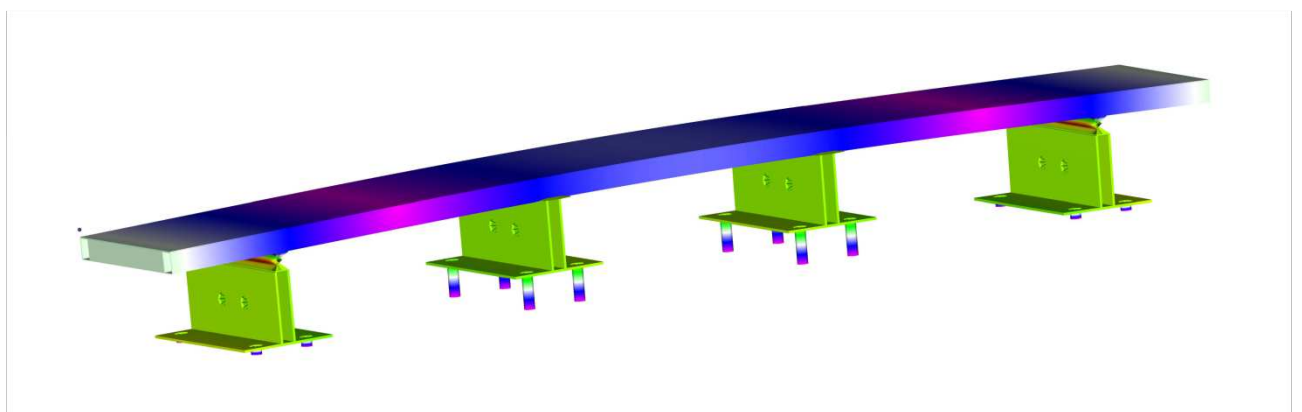


Рисунок 3.16 – Форма коливань (Mode 23, $f=16,61$ Гц)

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

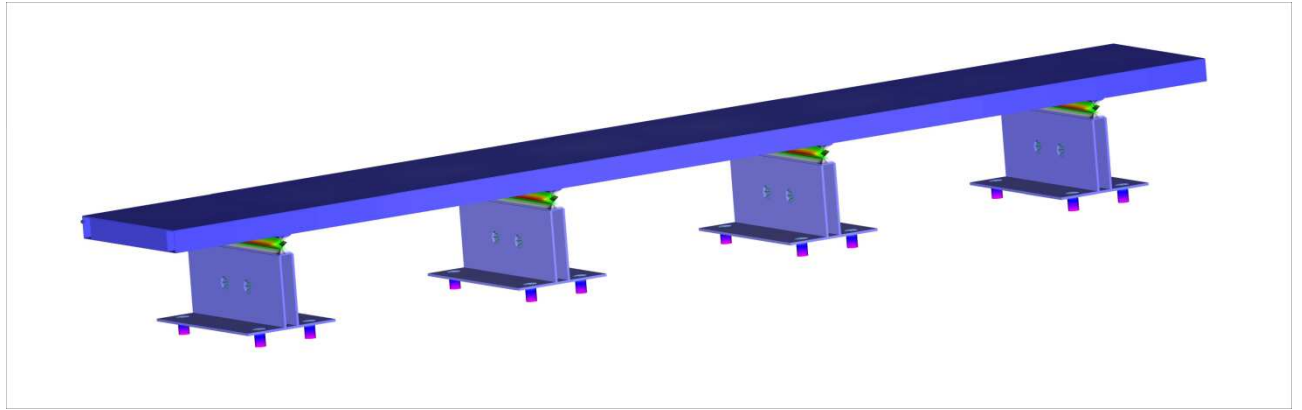


Рисунок 3.17 – Форма коливань (Mode 29, $f=27,40$ Гц)

Подальше збільшення частот коливань і реалізація відповідних їм ремів коливань приводить до коливань форми віброустановки (рис. 3.18), що пояснюється відповідною достатньою жорсткістю рами форми та відповідними жорсткостями пружних елементів (гумових прокладок).

Оскільки режим роботи подібних конструкцій розглядається як близький до резонансного, тому вибір режиму роботи необхідно здійснювати таким чином, щоб значення робочої частоти складало 0,90-0,95 від частоти власних коливань.

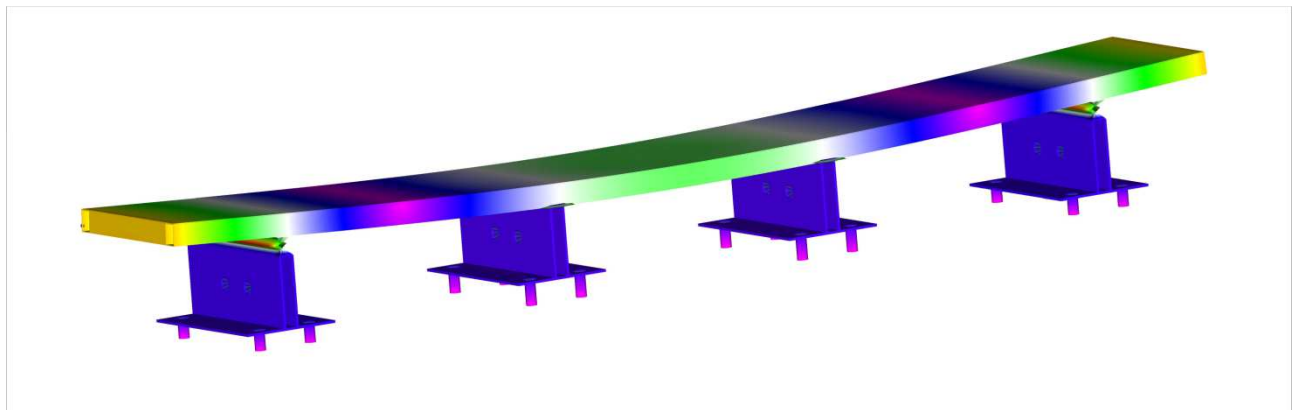


Рисунок 4.18 – Форма коливань (Mode 31, $f=35,72$ Гц)

Таким чином робочий режим роботи прийнятий з частотою збудження коливань 25 Гц.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

Реалізація динамічного аналізу виконувалась з метою отримання розподілу амплітуд коливань формоутворюючої поверхні по довжині конструкції при прикладанні змушуючої сили на кожному з віброблоків.

Для аналізу динаміки при направлених коливань були отримані значення переміщень в часі.

Для вивчення поведінки формоутворюючої поверхні визначено перелік та місце точок на поверхні форми із визначенням розподілу амплітуд коливань в залежності від розташування блоків з вібробудувачами (рис. 3.19).

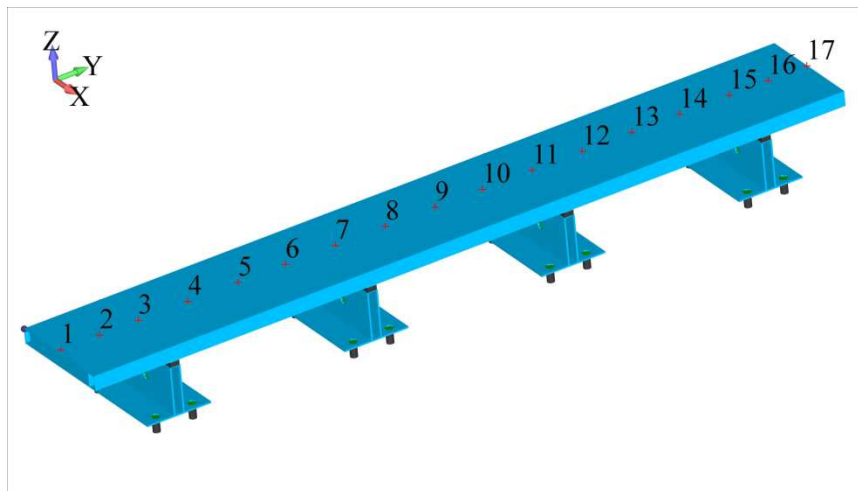


Рисунок 4.19 – Схема розташування точок контролю на поверхні форми

Таким чином реалізація коливань за один період наведена на рис. 3.20. Як видно з розподілу коливання здійснюються у вертикальній площині, що цілком підтверджує класичний підхід до моделювання подібних систем дискретними параметрами при розгляді одновимірної задачі. Максимальне значення амплітуди коливань при цьому складає 0,22–0,25 мм.

Аналіз коливань у горизонтальному напрямку здійснений відносно осі Y (рис. 3.21), показав практичну відсутність коливань і зміщень формоутворюючої поверхні. Значення амплітуд коливань складають 2×10^{-7} м, що на три порядки менше ніж у вертикальному напрямку і цілком очевидно, що такими значеннями можна знехтувати.

										Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата					

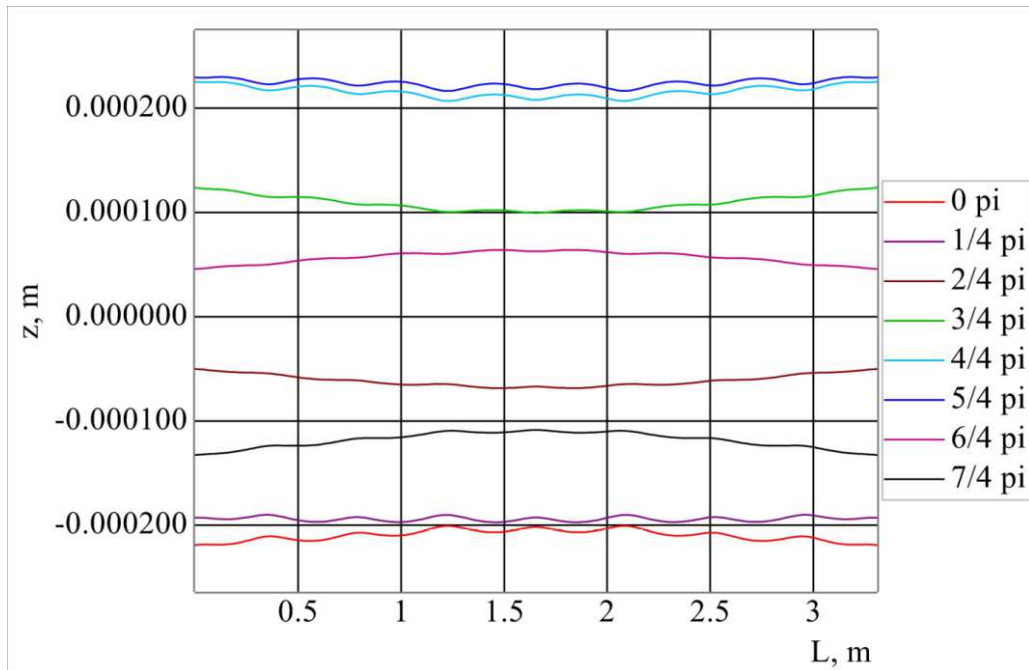


Рисунок 3.20 – Розподіл вертикальних коливань по довжині формуючої поверхні

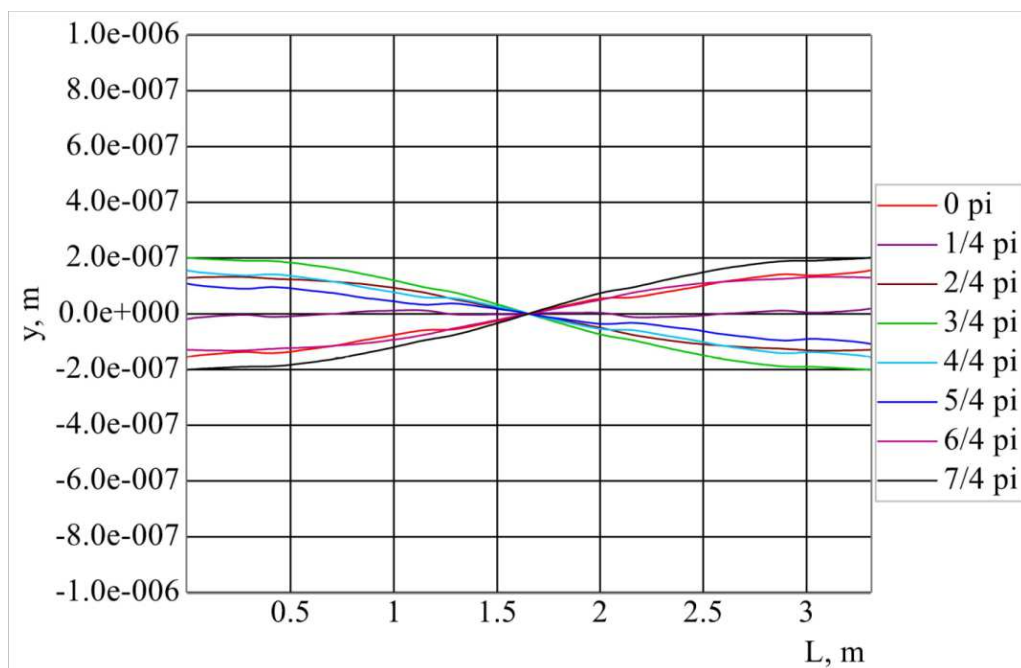


Рисунок 3.21 – Розподіл горизонтальних коливань по довжині формуючої поверхні

Аналогічним є відсутність коливань по вісі X, так як змушуюча сила носить направлений характер і в цьому напрямку не діє.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

Розглянутий режим роботи блокової конструкції вібромайданчика з направленими вертикальними коливаннями дозволив проаналізувати розподіл амплітуд по довжині формоутворюючої поверхні та підтвердити адекватність прийнятої моделі.

Таким чином виконане моделювання роботи конструкцій вібромайданчика засвідчує можливість застосування схеми для реалізації. Виявлені максимальні значення не перевищують значень межі плинності прийнятого матеріалу і носять локальний характер.

Місця з максимальними напруженнями підлягають у більш точному моделюванні з'єднання, або підсиленню. Вцілому враховуючи переваги по технологічності виготовлення та меншій металоємності схема 3х6 є більш перспективною. При умові того, що значення максимальних напружень не перевищують межю плинності, а більшість ділянок сприймають напруження з коефіцієнтом запасу від 5 до 8, що є прийнятним для динамічних навантажень.

3.3 Розрахунок та проектування віброопор майданчика

При розрахунку і конструюванні пружних гумовометалевих опор автором не проводилися експериментальні дослідження, а була запозичена методика розрахунку гумових деталей, приведена в роботі [5].

Число пружних опор повинно бути мінімальним, але достатнім для забезпечення міцності рухливому рами. Тому вантажопідйомність однієї опори (по масі) обрана рівною 200...500 кг, виходячи з мінімального числа опор рівного 4 для вібромайданчика з найменшою вантажопідйомністю 712 кг.

Жорсткість пружної опори повинна забезпечувати стійкий режим резонансних горизонтальних і вертикальних коливань рухливої рами віброплощадки, для чого повинні виконуватися співвідношення.

$$\frac{\omega}{\omega_0^Г} \geq 3,5; \frac{\omega}{\omega_0^В} \geq 1,5, \quad (3.21)$$

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

де ω – кутова частота змушених коливань рухливої рами;

$\omega_0^Г, \omega_0^В$ – кутові частоти власних коливань рухливої рами віброплощадки відповідно в горизонтальному і вертикальному напрямках.

3.4 Висновки по розділу

1. Створені та досліджені скінченноелементні моделі вібромайданчика з вертикальними коливаннями.

2. Визначений напружено-деформований стан несучих конструкцій при дії зовнішнього навантаження.

3. Результати досліджень засвідчують, що максимальні значення еквівалентних напружень складають 2,5 МПа. Більш високі значення напружень сконцентровані в зоні прикладання сили та місць опирання несучих конструкцій.

4. Конструкція рами сприймає максимальні напруження 19,8 МПа. Область дії таких значень напружень обмежена зонами контакту рами з опорами і носить локальний характер.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОМАЙДАНЧИКА

4.1 Постановка проблеми синхронізації віброзбуджувачів

При створенні машин вібраційної з двома і більше джерелами збудження коливань досить часто виникає проблема, яка полягає в налагодженні машини та синхронізації таких віброзбудників коливань.

Звісно, існують методи по самосинхронізації декількох збуджувачів коливань, що розміщені на одному корпусі (мають спільний жорсткий елемент), але в процесі експлуатації, параметри закладені на стадії проектування можуть змінюватися і явище самосинхронізації не відбуватись.

Дслідження, які наведені в цьому розділі базуються на отриманих експериментальним шляхом параметрів руху елементів конструкцій в реальному часі з подальшою їх обробкою та визначенням динамічних характеристик таких елементів як фундаменти технологічного призначення. У якості динамічного критерію для оцінки стану несучих конструкцій були використані значення власних частот коливань.

Зареєстровані віброграми коливань підлягали обробці за допомогою спектрального аналізу методом дискретного перетворення Фур'є.

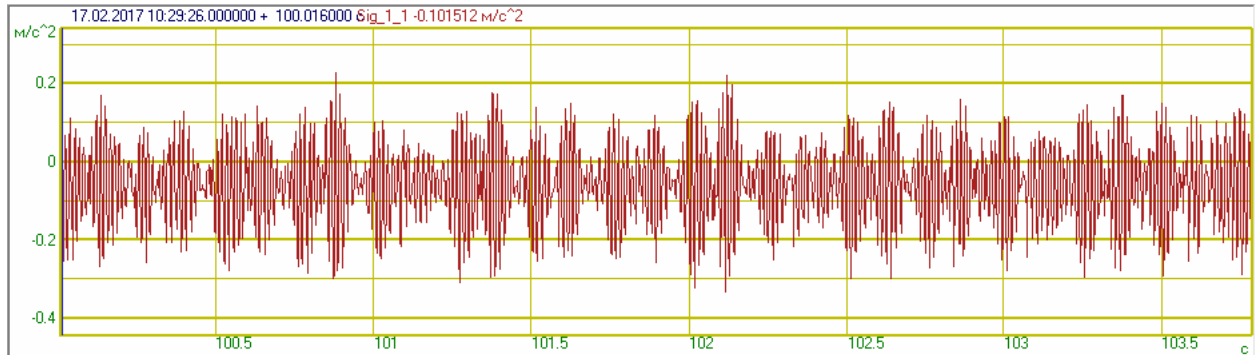
Отримані спектри були проаналізовані з метою визначення числових значень частот коливань, які відповідають основним пікам на спектрограмах та є наслідком відгуку на джерела вібрації.

Типові віброграми коливань, зареєстровані у контрольних точках вимірювань наведені на рис. 4.1 – 4.5.

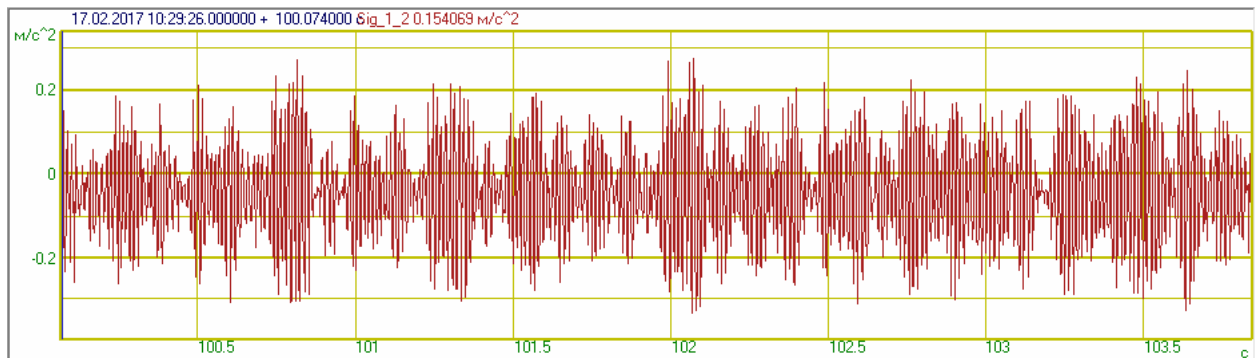
Варто відзначити, що значення параметрів вібраційної дії фіксувались одночасно в трьох взаємоперпендикулярних напрямках.

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата	Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Сенченко І.В.						64	64
Консульт.									
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

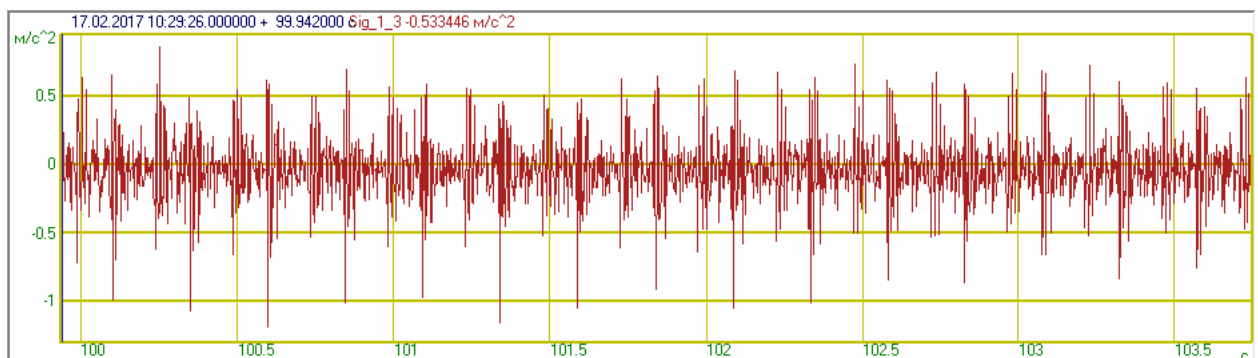
Як видно із віброграм, процес вібраційної дії носить нестійкий характер. Хоча у записах можна відмітити періодичний сигнал. Такий режим роботи притаманний при накладанні двох частот близьких за числовим значенням, і називається «биттям».



а)



б)



в)

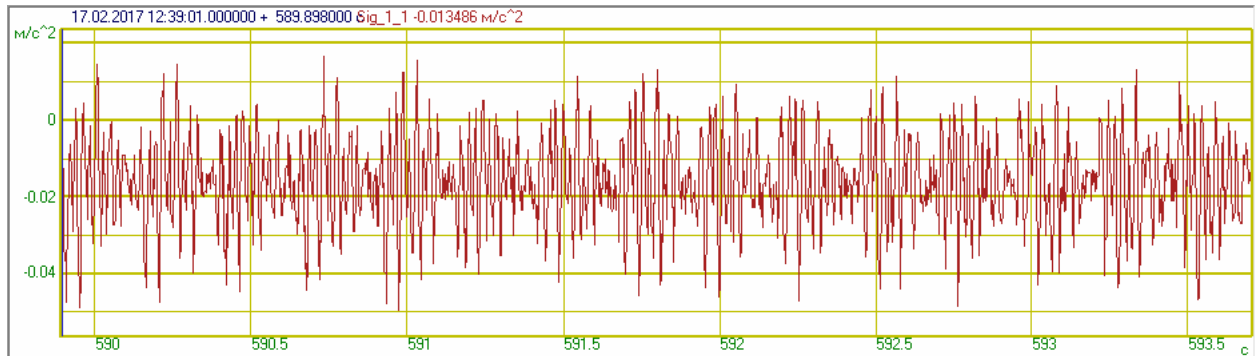
Рисунок 4.1 – Віброграма коливань точка контролю Т1

а) – датчик X; б) – датчик Y; в) – датчик Z.

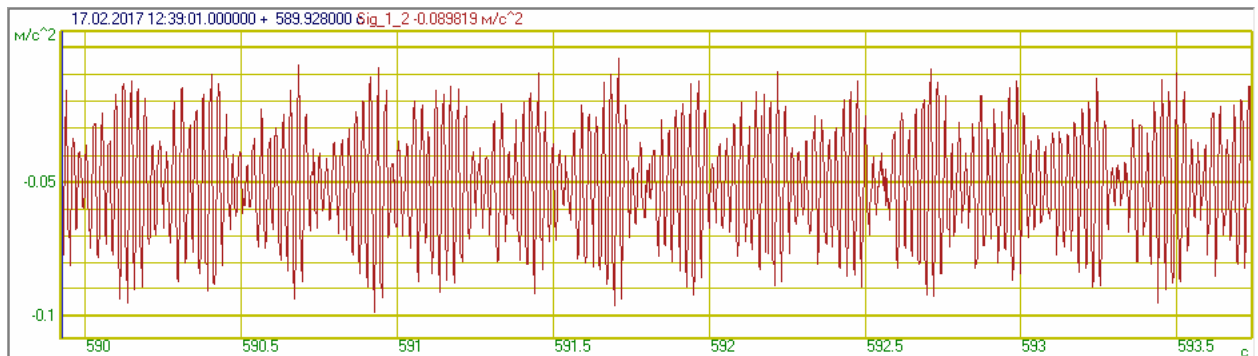
Зафіксовані коливання показують, що інтенсивність вібрації на конструкцію зростає із зменшенням відстані до джерел технологічного впливу (див. рис. 4.1) та рис. 4.2.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

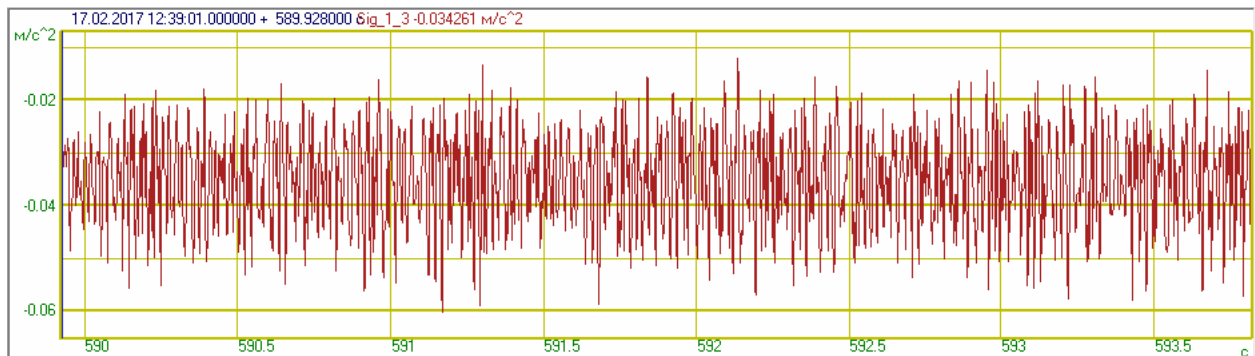
Коливання фундаменту технологічного призначення свідчать про режим близький до резонансного (режим биття) і є наслідком накладання коливань щонайменше двох частот коливань близьких за числовим значенням.



a)



б)



в)

Рисунок 4.2 – Віброграма коливань точка контролю Т2:

a) – датчик X; б) – датчик Y; в) – датчик Z.

Отримані записи безперервної фіксації параметрів динамічної дії безпосередньо поблизу джерела коливань. Числові значення отриманих динамічних характеристик наведені в таблиці 5.1.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Таблиця 4.1 – Результати вимірів прискорень

№	Час, с	Прискорення, м/с ²			№	Час, с	Прискорення, м/с ²		
		X	Y	Z			X	Y	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	68,510002	0,028335	-0,012937	0,737388	41	68,589996	0,301577	0,081960	0,394999
2	68,512001	0,069229	-0,022994	0,557919	42	68,592003	0,144299	0,058358	0,118337
3	68,514000	0,165234	-0,002914	0,425815	43	68,594002	-0,067341	0,100482	-0,017690
4	68,515999	0,186538	0,015163	0,299551	44	68,596001	-0,126690	0,114145	-0,311282
5	68,517998	0,146232	0,004401	0,022772	45	68,598000	-0,031073	0,081167	-0,471635
6	68,519997	0,025585	0,074647	0,078703	46	68,599998	0,097476	0,098848	-0,501404
7	68,522003	-0,132046	0,105916	-0,165365	47	68,601997	0,125931	0,134694	-0,668779
8	68,524002	-0,098065	0,116435	-0,341511	48	68,603996	0,087568	0,180414	-0,763799
9	68,526001	0,012537	0,140206	-0,520892	49	68,606003	-0,022565	0,212235	-0,888132
10	68,528000	0,134059	0,104837	-0,647653	50	68,608002	-0,073094	0,208534	-0,892187
11	68,529999	0,213558	0,232376	-0,541396	51	68,610001	-0,012185	0,274142	-0,761520
12	68,531998	0,088712	0,233467	-0,764182	52	68,612000	0,041331	0,260510	-0,843700
13	68,533997	-0,054770	0,221633	-0,864965	53	68,613998	0,034086	0,179386	-0,921769
14	68,536003	-0,094836	0,170185	-0,984296	54	68,615997	0,052049	0,093611	-0,923821
15	68,538002	-0,048165	0,156244	-0,954617	55	68,617996	0,048150	0,106142	-0,720999
16	68,540001	0,020920	0,169558	-0,864137	56	68,620003	0,014715	0,091246	-0,587462
17	68,542000	0,064659	0,133525	-0,898186	57	68,622002	-0,055131	-0,102183	-0,543418
18	68,543999	0,046247	0,121293	-0,767679	58	68,624001	-0,135069	-0,112118	-0,450074
19	68,545998	-0,028286	0,111834	-0,745041	59	68,625999	-0,207297	-0,133705	-0,317866
20	68,547997	-0,053477	0,037498	-0,556026	60	68,627998	-0,131692	-0,106193	-0,075706
21	68,550003	0,011836	-0,002571	-0,359440	61	68,629997	-0,008423	-0,112969	0,068022
22	68,552002	-0,080875	-0,046296	-0,211357	62	68,632004	0,016406	-0,156142	0,279463
23	68,554001	-0,167350	-0,144063	-0,164947	63	68,634003	0,018717	-0,230677	0,250781
24	68,556000	-0,105716	-0,170678	-0,098201	64	68,636002	-0,008096	-0,239978	0,419664
25	68,557999	-0,079072	-0,198161	0,165865	65	68,638000	-0,015535	-0,229117	0,589476
26	68,559998	0,027930	-0,235545	0,243633	66	68,639999	-0,050993	-0,284767	0,604358
27	68,561996	0,027689	-0,277070	0,420291	67	68,641998	-0,061289	-0,280925	0,765445
28	68,564003	-0,035321	-0,267441	0,505866	68	68,643997	-0,062566	-0,259555	0,742594
29	68,566002	-0,079457	-0,312031	0,549925	69	68,646004	-0,028682	-0,272897	0,760140
30	68,568001	-0,097433	-0,251252	0,749633	70	68,648003	0,019020	-0,294243	0,776116
31	68,570000	0,005688	-0,240214	0,718611	71	68,650002	0,116150	-0,218814	0,863801
32	68,571999	0,054077	-0,225454	0,804475	72	68,652000	0,075934	-0,204908	0,862114
33	68,573997	0,042026	-0,211722	0,838146	73	68,653999	-0,047130	-0,094542	0,747698
34	68,575996	0,032071	-0,233348	0,772736	74	68,655998	-0,099614	-0,054144	0,580495
35	68,578003	0,045293	-0,211927	0,798885	75	68,657997	0,004409	-0,027079	0,520838
36	68,580002	0,008364	-0,188699	0,732005	76	68,660004	0,176199	-0,007354	0,471493
37	68,582001	-0,084816	-0,082081	0,686434	77	68,662003	0,195148	-0,013593	0,403324
38	68,584000	-0,087634	-0,029502	0,649711	78	68,664001	0,157497	0,029395	0,210406
39	68,585999	0,043827	-0,059552	0,402501	79	68,666000	-0,002142	0,017069	-0,063749
40	68,587997	0,184202	-0,035075	0,371247	80	68,667999	-0,120200	0,082708	-0,126077

Арк.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

Продовження таблиці 4.1

№	Час, с	Прискорення, м/с ²			№	Час, с	Прискорення, м/с ²		
		X	Y	Z			X	Y	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
81	68,669998	-0,017021	0,182130	-0,153588	141	68,750000	0,201948	0,231185	-0,555783
82	68,671997	0,055436	0,199614	-0,362676	142	68,751999	0,080707	0,226118	-0,773838
83	68,674004	0,113795	0,144022	-0,554902	143	68,753998	-0,073031	0,223556	-0,872887
84	68,676003	0,147376	0,118858	-0,780586	144	68,755997	-0,103898	0,184339	-0,988022
85	68,678001	0,072462	0,100975	-0,866661	145	68,758003	-0,033947	0,153583	-0,969780
86	68,680000	-0,023087	0,178749	-0,835360	146	68,760002	0,036714	0,162738	-0,853195
87	68,681999	-0,079133	0,190850	-0,919806	147	68,762001	0,081956	0,131374	-0,898910
88	68,683998	-0,093036	0,209712	-0,921264	148	68,764000	0,041350	0,116977	-0,781855
89	68,685997	-0,044300	0,193570	-0,972243	149	68,765999	-0,054301	0,110259	-0,749946
90	68,688004	0,029438	0,203301	-0,870785	150	68,767998	-0,057715	0,024211	-0,553171
91	68,690002	0,149938	0,211574	-0,722454	151	68,769997	0,006217	-0,003087	-0,341884
92	68,692001	0,102417	0,181821	-0,602294	152	68,772003	-0,092648	-0,052059	-0,212125
93	68,694000	-0,009838	0,023417	-0,624444	153	68,774002	-0,153869	-0,157423	-0,189388
94	68,695999	-0,064642	-0,120445	-0,586141	154	68,776001	-0,116591	-0,164950	-0,083392
95	68,697998	-0,138712	-0,051398	-0,292039	155	68,778000	-0,047916	-0,195718	0,178899
96	68,699997	-0,179842	-0,145186	-0,193532	156	68,779999	0,044005	-0,243191	0,247304
97	68,702003	-0,138119	-0,178193	-0,029525	157	68,781998	0,013447	-0,269118	0,448199
98	68,704002	-0,099955	-0,224888	0,023558	158	68,783997	-0,038544	-0,273996	0,479234
99	68,706001	0,002713	-0,259681	0,136997	159	68,786003	-0,113995	-0,312761	0,560287
100	68,708000	0,041350	-0,225892	0,394549	160	68,788002	-0,096486	-0,243145	0,763254
101	68,709999	0,032344	-0,202506	0,503744	141	68,790001	0,028374	-0,240309	0,714912
102	68,711998	0,003965	-0,223857	0,650651	142	68,792000	0,075771	-0,215176	0,826592
103	68,713997	-0,093655	-0,223940	0,695503	143	68,793999	0,044781	-0,220440	0,828388
104	68,716003	-0,064020	-0,250025	0,713885	144	68,795998	0,015279	-0,240809	0,779725
105	68,718002	0,019644	-0,239059	0,763254	145	68,797997	0,030153	-0,201806	0,811258
106	68,720001	0,058740	-0,255729	0,768557	146	68,800003	-0,003150	-0,161579	0,736714
107	68,722000	0,016216	-0,294754	0,796629	147	68,802002	-0,084635	-0,089251	0,680387
108	68,723999	-0,004433	-0,214999	0,861174	148	68,804001	-0,064866	-0,031716	0,657389
109	68,725998	-0,063017	-0,213239	0,764746	149	68,806000	0,071235	-0,055695	0,400491
110	68,727997	-0,054060	-0,118068	0,655897	150	68,807999	0,188604	-0,039547	0,366558
111	68,730003	0,044478	-0,016218	0,740960	151	68,809998	0,284941	0,081150	0,391579
112	68,732002	0,096503	-0,015319	0,557730	152	68,811996	0,124821	0,061323	0,120792
113	68,734001	0,177712	-0,022918	0,415361	153	68,814003	-0,091891	0,116221	-0,012347
114	68,736000	0,169380	0,021458	0,283117	154	68,816002	-0,126832	0,092172	-0,342242
115	68,737999	0,130338	0,019375	0,023919	155	68,818001	-0,013879	0,094199	-0,456596
116	68,739998	0,004917	0,075684	0,059271	156	68,820000	0,129162	0,104319	-0,500207
117	68,741997	-0,134659	0,105714	-0,171275	157	68,821999	0,137192	0,130494	-0,676932
118	68,744003	-0,083483	0,111992	-0,355945	158	68,823997	0,074287	0,174462	-0,764020
119	68,746002	0,021552	0,142527	-0,533926	159	68,825996	-0,060633	0,207199	-0,905422
120	68,748001	0,151046	0,109656	-0,656312	160	68,828003	-0,089498	0,220134	-0,877909

Арк.

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата
-----	--------	------	--------	-------	------

Закінчення таблиці 4.1

№	Час, с	Прискорення, м/с ²			№	Час, с	Прискорення, м/с ²		
		X	Y	Z			X	Y	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
161	68,830002	0,005236	0,281059	-0,772432	181	68,870003	0,108791	-0,219803	0,852754
162	68,832001	0,063610	0,252487	-0,838343	182	68,872002	0,065408	-0,194401	0,875521
163	68,834000	0,048384	0,171755	-0,916319	183	68,874001	-0,037461	-0,085527	0,728525
164	68,835999	0,056610	0,097376	-0,939529	184	68,875999	-0,095732	-0,058412	0,600816
165	68,837997	0,031053	0,116921	-0,711738	185	68,877998	0,026435	-0,019244	0,516176
166	68,839996	-0,004072	0,079026	-0,592327	186	68,879997	0,190529	-0,020296	0,468257
167	68,842003	-0,058564	-0,123762	-0,544759	187	68,882004	0,184061	-0,012543	0,419699
168	68,844002	-0,140937	-0,095334	-0,434742	188	68,884003	0,151697	0,025045	0,186645
169	68,846001	-0,205808	-0,146294	-0,330507	189	68,886002	-0,039949	0,016337	-0,045021
170	68,848000	-0,118714	-0,099232	-0,071609	190	68,888000	-0,123823	0,087479	-0,140877
171	68,849998	-0,000529	-0,119951	0,079063	191	68,889999	0,002999	0,195266	-0,137539
172	68,851997	0,022601	-0,164792	0,264564	192	68,891998	0,078891	0,185287	-0,379978
173	68,853996	0,023214	-0,230718	0,251125	193	68,893997	0,123343	0,138184	-0,553708
174	68,856003	-0,030402	-0,236245	0,426606	194	68,896004	0,138917	0,125437	-0,775875
175	68,858002	-0,024182	-0,226514	0,580435	195	68,898003	0,049314	0,115917	-0,863955
176	68,860001	-0,041069	-0,279020	0,611818	196	68,900002	-0,026086	0,190593	-0,814220
177	68,862000	-0,055270	-0,277367	0,766261	197	68,902000	-0,077586	0,171755	-0,934716
178	68,863998	-0,043107	-0,270117	0,719066	198	68,903999	-0,077444	0,209256	-0,906845
179	68,865997	-0,033064	-0,271398	0,769355	199	68,905998	-0,033915	0,185734	-0,983137
180	68,867996	0,004716	-0,286935	0,784603	200	68,907997	0,023594	0,217606	-0,851660

Застосувавши метод дискретного перетворення Фур'є, отримані спектри були проаналізовані з метою визначення числових значень частот коливань, які відповідають основним пікам на спектрограмах та є наслідком відгуку конструкції на зовнішні джерела вібрації.

Спектр коливань у точці контролю Т1 (рис. 4.3) має чітко виражені піки частот, значення яких відповідно 3.90 та 4.02 Гц. Очевидно, що саме ці значення частот і є причиною виникнення коливань, можна виділити більш високі пари частот близьких за значенням 7.81, 8.06 Гц та 11,73 і 12.08 Гц відповідно.

Характер отриманих віброграм коливань окремих несучих елементів конструкцій свідчить про інтенсивну передачу енергії від технологічного устаткування до елементів споруди.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

4.2 Моделювання модуля керування віброприводом

На основі отриманих даних можна зробити висновок про існуванні таких станів системи, коли кутові коливання тіл вібраційних машин, спричинені застосуванням нецентральної сили, призводять до значних відхилень у роботі машин із самосинхронізуючими приводними системами. У виробничій практиці зустрічаються ситуації, коли вібромашини з двома приводами, що використовують самосинхронізацію вібраторів, не працюють належним чином незалежно від виконання всіх умов, зазначених у посиланнях. Переходячи через вплив асиметрії приводу або впливу зіткнень з подачею матеріалу на синхронізацію, недостатня жорсткість монтажу вібраторів, виявлена в промислових випробуваннях, може вважатися однією з істотних причини такої ситуації. Причиною такої ситуації може бути зсув фазового кутів обертання вібраторів, викликаних нецентральним напрямком сили збудження. А також, у випадку, коли динамічна система приводиться в дію декількома джерелами енергії (електричними двигунами) відмінністю у частотах роботи таких джерел.

Такий стан вібраційної системи може мати реальні значення амплітуд коливань у кілька разів менші, ніж ті, що визначаються теоретично.

Таким чином, умовою належної роботи таких машин є вимога, що вібраційна сила захоплення має постійний напрямок роботи і що цей напрямок проходить через систему масового центру (що захищає тіло від хитання руху).

Ідея дослідження в даній роботі полягає в реалізації автоматизованого керування одним із джерел енергії – двигуном вібраційного приводу по відношенню до іншого.

Таким чином, при наявності зворотнього зв'язку передбачається усунення відхилень по частоті коливань двох вібраторів і буде забезпечена синхронізація системи.

Одним із шляхів керування частотою обертання двигуна є застосування широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) у системах керування електроприводом.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Для дослідження роботи такого приводу було прийняте рішення розробити віртуальну модель на базі мікроконтролера Atmega325.

Модель створена в середовищі Proteus 7 Profesional з використанням емулятора Arduino Uno. Загальна схема створеної моделі наведена на рис. 4.4.

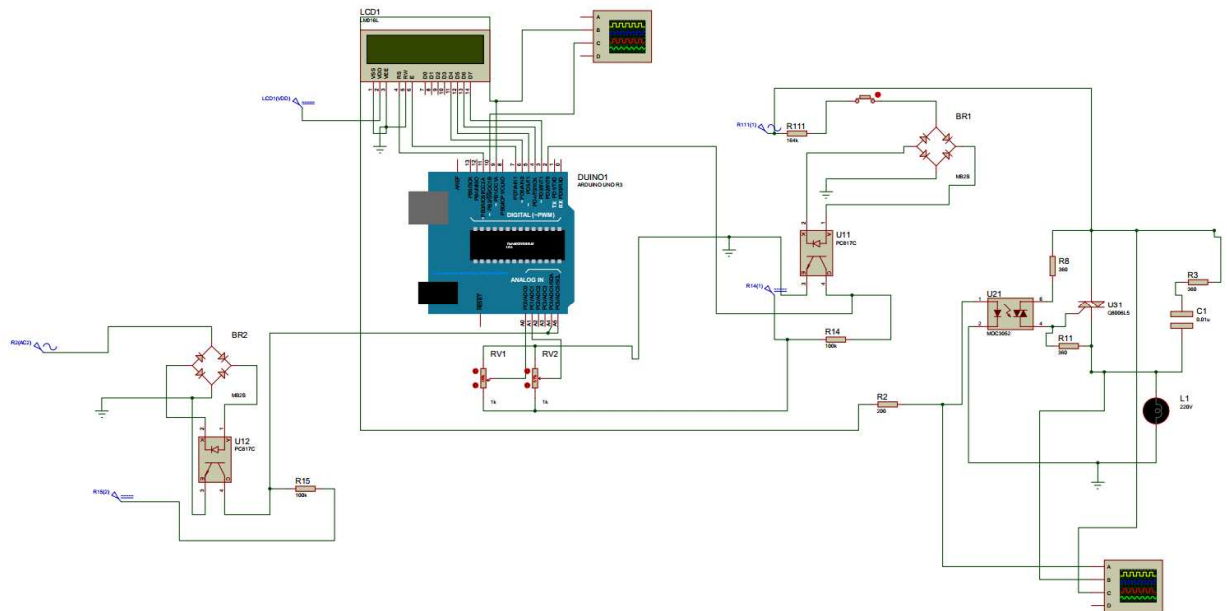


Рисунок 4.4 – Загальна модель модуля керування в середовищі Proteus 7 Profesional

Особливістю застосування модулів керування змінного струму за допомогою широтно-імпульсної модуляції є синхронність роботи ШІМ та частоти струму в мережі. В модулі керування застосований детектор переходу через «0» струму в мережу (рис. 4.5), в основу якого покладений ефект випрямленого струму без стабілізації. Таким чином використовуючи сигнал від детектора можна його використовувати для синхронізації модуля керування та частоти струму у мережі.

Силовий виконавчий блок побудований на основі семісторної оптопари силового семістора, принципова схема блоку наведена на рис. 4.6.

Управління процесами, які протікають в модулі керування, відбувається за допомогою програмного коду (додаток 2), створеного в середовищі для

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

програмування Arduino 1.8.4 для мікроконтролера Atmega325 в комплекті Arduino Uno.

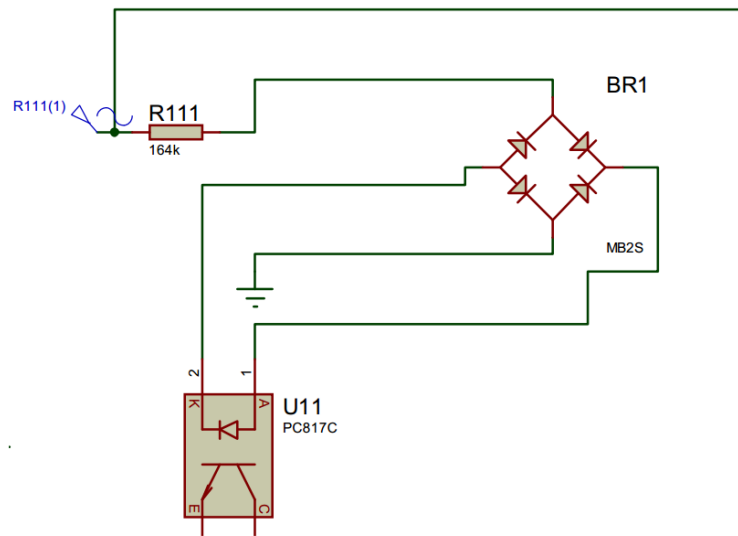


Рисунок 4.5 – Детектор переходу через «0»

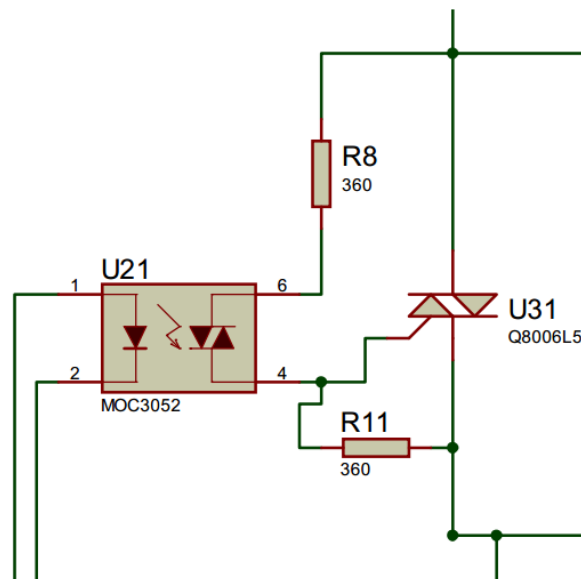


Рисунок 4.6 – Силовий блок модуля керування

Результати роботи створеної моделі наведені на рис. 4.7 – 4.9.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

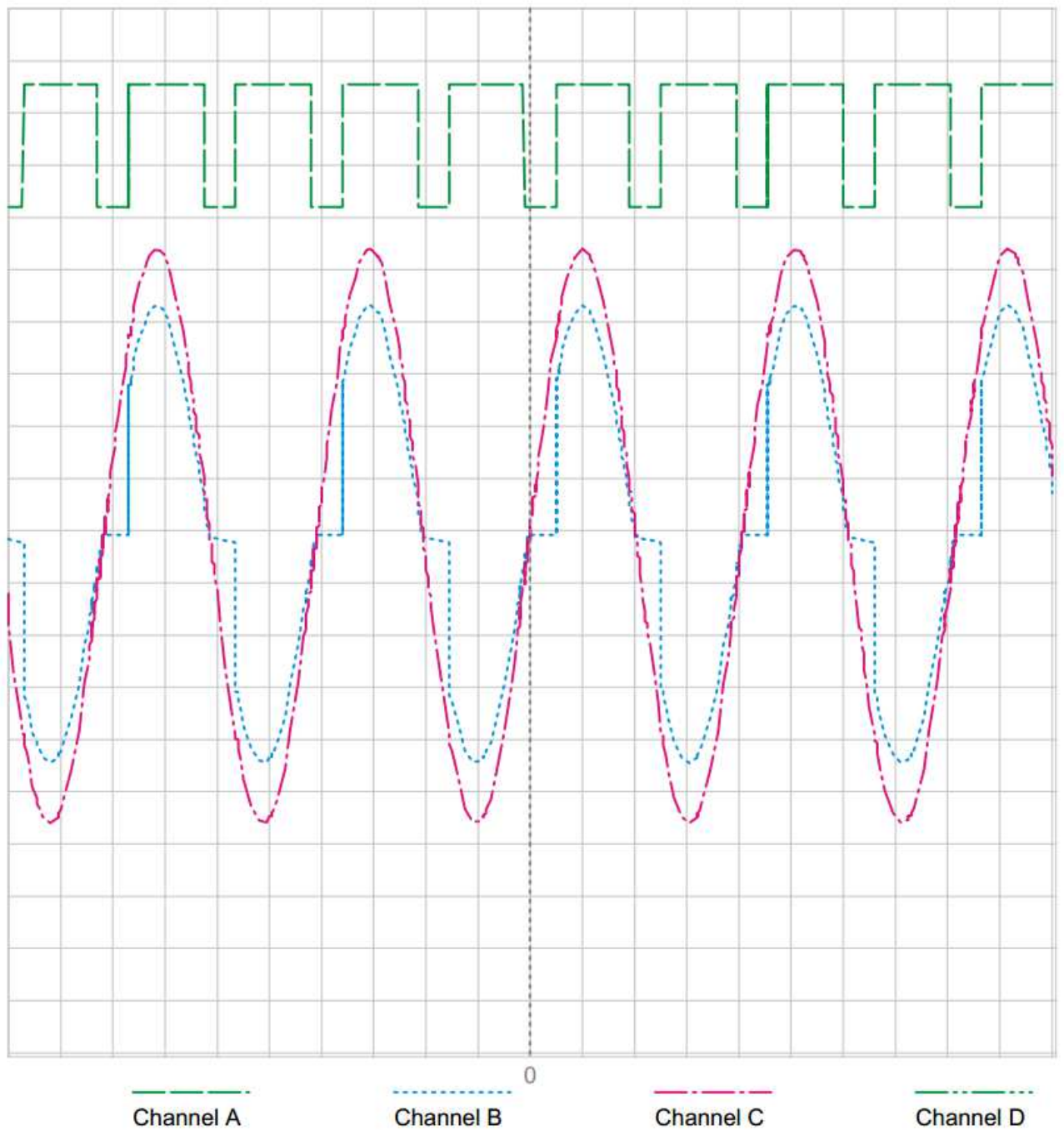


Рисунок 4.7 – Осцилограма роботи модуля при 75% заповненні ШІМ

Як видно з рисунка 4.7, робота ШІМ регулятора при заповненні 75% (зелений графік) полягає у відсіченні частини синусоїдального основного сигналу, що приводить до зменшення енергії яка підводиться до двигуна, і за рахунок падіння амплітудного значення напруги зменшується і частота обертання його вала.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

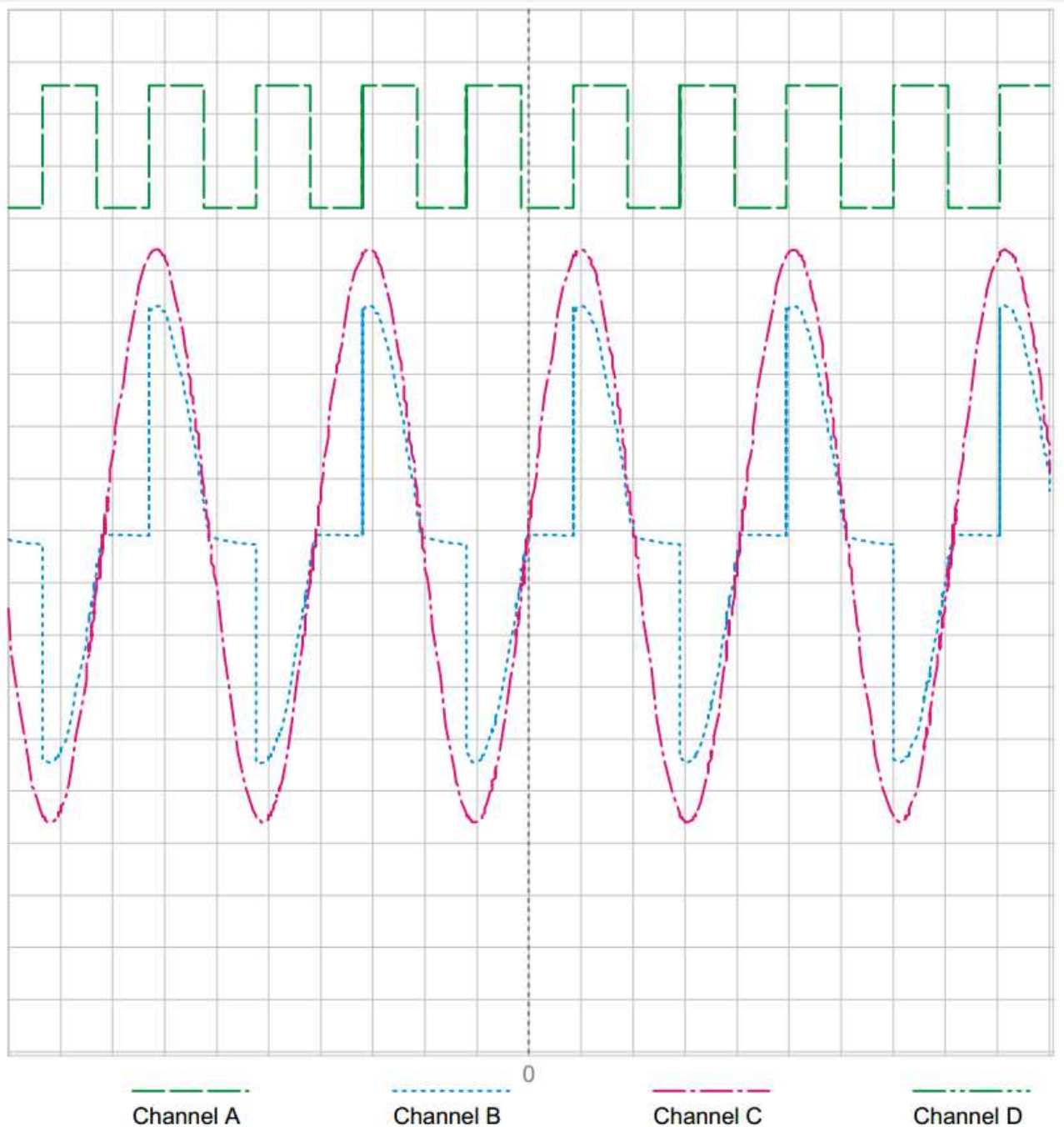


Рисунок 4.8 – Осцилограма роботи модуля при 50% заповненні ШІМ

При заповненні 50% (зелений графік) фактично лише половина енергії подається до двигуна і його частота обертання суттєво падає. Варто відмітити чітку роботу детектора переходу через «0» в результаті чого сигнал має плавний характер і вчасне спрацювання силового блоку.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

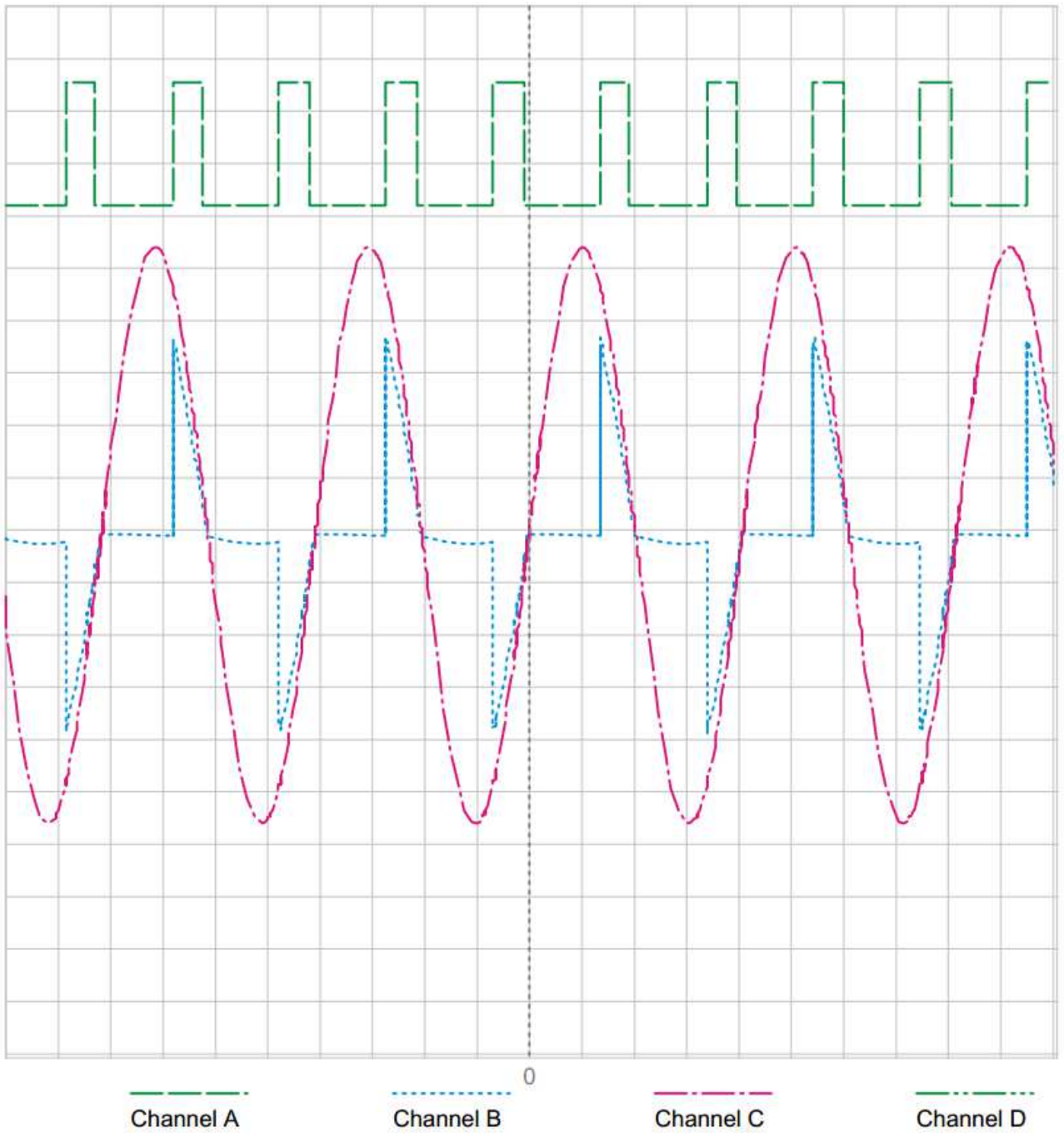


Рисунок 4.9 – Осцилограма роботи модуля при 25% заповненні ШІМ

Аналогічну картину можна спостерігати при заповненні 25% вихідний сигнал (синій графік) має місце лише при кінці синусоїдального основного сигналу (червоний графік). Таким чином за допомогою сигналу керування можна плавно здійснювати керування основним (силовим сигналом) в межах

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

від 0 до 100% від вхідної величини. Результатом таго керування бузміна обертів вала двигуна від максимального значення до повного зупинення.

4.3 Обговорення отриманих результатів досліджень

В результаті виконаних досліджень були проаналізовані експериментальні дані, отримані при роботі обладнання технологічного призначення. Виявлені режими роботи близькі до резонансних, особливістю яких є наявність суттєвого падіння амплітуди коливань.

Запропоноване рішення застосування регуляторів керування, у випадку, коли в приводі використано два двигуни. В алгоритм керування закладено принцип налаштування частоти обертання вала одного двигуна по відношенню до іншого.

Однак є певні обмеження при реалізації такого рішення. Зокрема, на початковому етапі необхідно визначити, до якого з двигунів слід застосовувати регулювання. Так як збільшення частоти обертання більш ніж 100% неможливе, тому налаштуванню підлягає той двигун, в якого дійсна частота більша. Таке обмеження можна уникнути при умові керування двма двигунами одночасно, але це потребує додаткового дослідження і, можливо буде розглянуте в майбутньому.

До недоліків прийнятого рішення можна віднести обмеження в загальній потужності, обумовленої силовим блоком. Також наведений спосіб придатний для керування двигунами, які живляться від однофазної мережі і зовсім не придатний для трифазних мереж.

В загальному випадку, отримані результати можуть бути застосовані для малогабаритних вібраційних установок, нахтал лабораторних майданчиків та майданчиків з важопідемністю до 1000кг.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

5 ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів, що пов'язані із станами об'єкту

При роботі бетонозмішувача оператора постійно чи періодично діють небезпечні і шкідливі фактори:

- 1.Забруднення повітря шкідливими речовинами, пилом, мікроорганізмами.
- 2.Невідповідність нормам параметрів мікроклімату.
- 3 Зміна балансу концентрації іонного складу повітря.
- 4.Підвищений рівень шуму на робочому місці.
- 5.Підвищений рівень вібрації на робочих місцях
- 6.Відсутність чи недолік природного світла.
- 7.Недостатня освітленість робочої зони.
- 8.Тривале перебування в тому самому положенні, і повторення тих самих рухів приводить до синдрому тривалих статичних навантажень (СТСН).
- 9.Нераціональна організація робочого місця.
- 10.Монотонність праці.
- 11.Нервово-психічні навантаження.
- 12.Нервово-емоційні стресові навантаження.
- 13.Небезпека виникнення пожежі.

Небезпечні та шкідливі фактори, що можуть виникнути в процесі експлуатації машини для земляних робіт представлені в таблиці 6.1.

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								78	78
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

Таблиця 5.1–Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	Джерело небезпечного або шкідливого фактора	Кількісна оцінка фактора (регламентуючий норматив)	Нормативний документ (розділ, пункт, параграф)
1	2	3	4
Незадовільний мікроклімат робочої зони	Тепло-випромінення при роботі будівельних машин і обладнання	Для робіт категорії легка – 1а/1б період року: холодний температура, T, °C відносна вологість, W, % швидкість руху повітря, V, м/с теплій температура, t °C відносна вологість, W, % швидкість руху повітря, V м/с	СН 4088-86 ССБП ГОСТ 12.1.005-88 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99
Негативна зміна балансу концентрації іонного складу повітря	Робоче обладнання будівельних машин на протязі виробничої зміни	Кількість іонів в 1см ³ повітря n ⁺ n ⁻	ДНАОП 0.03-3.06-80 СН 2152-80 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДНАОП 0.00-1.31-99
Забруднення повітря робочої зони операторів будівельних машин, підвищення концентрації азоту, оксидів та пилу	Робоче обладнання будівельних машин механіки, водії та оператори в приміщеннях	Вміст азоту в повітрі робочої зони, ГДК, мг/м ³ Вміст оксидів азоту, ГДК мг/м ³ Вміст пилу, ГДК мг/ м ³	ГОСТ 12.1.005-88 ДНАОП 0.00-1.31-99
Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень	Будівельні машини і обладнання	Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L _p дБА / дБАекв Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L _p дБА / дБАекв	ГОСТ 28100-89 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99 СН 3223-85 ГОСТ 12.1.003-88 ССБП ДСТУ 2325-93 ГОСТ 23426-79 ДСН 3.3.6.037-99 СН 3077-84

Арк.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

Закінчення таблиці 5.1

1	2	3	4
Підвищений рівень вібрації на робочих місцях	Будівельні машини і обладнання	Категорія 3 технологічного процесу типу "В" Рівень виброприскорення, L_a , м./с ² , дБ Рівень віброшвидкості, L_v , м/с дБ	СН 3044-84 ГОСТ 12.1.012-90 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСТУ 2300-93
Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщенні	Природне і штучне освітлення	КПО, % Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів Е, Лк	ДБН В.2.5-28-2006 ГОСТ 12.1.046-85
Небезпека ураження електричним струмом, замикання через тіло людини: - промислові; - атмосферні; - статична електрика	Будівельні машини і обладнання, електрообладнання і освітлення приміщення та робочих місць Робоче обладнання, освітлювальні і силові мережі Грозивий разряд, блискавка Будівельні машини і обладнання	Мережі електроживлення і освітлення Допустимі, U, В F, Гц I, А I, А U, В F, Гц U, В N, 1/рік I, А U, В	ГОСТ 12.1.045-84 ВСН 59-88 ГОСТ 12.1.006-84 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДНАОП 0.00-1.21-98 ГОСТ 12.1.030-81 ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ ПУЭ, ПТЕ ДНАОП 1.1.10-1.07-01 РД 34.21.122-87 НПАОП 401.-1.21-98
Пожежна безпека Вибухонебезпека	Коротке замикання електрообладнання будівельних машин та освітлення приміщень. Попадання блискавки. Підвищення температури	Категорія вибухопожежонебезпеки будівель Ступінь вогнетривкості будівель T, °C	ДБН В.1.1.-7-2002 СН 512-78 СНіП 2.04.09-84 ГОСТ 12.1.004-076 ССБТ НАПБ А.01.001-2004 НАПБ Б.01.004-2000 ДСТУ 22-72-93 ДСТУ 2273-93 ДБН В.2.5-13-98* СТ СЭВ 383-87

Арк.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

5.2 Заходи профілактики щодо небезпечних і шкідливих умов праці

5.2.1 Мікроклімат робочої зони приміщення

Для забезпечення на робочому місці оператора гарних умов і гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин в повітрі в відповідності з нормами ГОСТ 12.1.005-84, 12.1.007-84, 12.2.019-84 і 12.2.023-84 встановлюють природну вентиляцію (люки, фіранки, скло, що опускається) і примусову, а також пилеуловлювачі, повітроохолоджувачі, кондиціонери і теплувачі.

Параметри мікроклімату можуть мінятися в широких межах, у той час як необхідно умовою життєдіяльності людини є підтримка сталості температури тіла завдяки терморегуляції, тобто здатності організму регулювати віддачу тепла в навколишнє середовище. Принцип нормування мікроклімату – створення оптимальних умов для теплообміну тіла людини з навколишнім середовищем.

Кількість тепла, що утворюється в організмі, залежить від фізичного навантаження працівника, а рівень тепловіддачі – від мікрокліматичних умов виробничого середовища. Для того, щоб фізіологічні процеси в організмі людини відбувалися нормально, тепла енергія, що виділяється під час роботи організмом, повинна повністю відводитись у навколишнє середовище. Порушення теплового балансу може призвести до перегрівання або ж переохолодження організму людини і, зрештою, до захворювання.

5.2.2 Забруднення повітря на робочих місцях

Як відомо ремонт та експлуатація будівельних машин супроводжується виділенням пилу, газів, парів та інших шкідливих речовин. Потрапляння цих речовин в організм може спричинити отруєння, хвороби шкіри, слизових оболонок, опіки та ін.

Особливу небезпеку щодо впливу на здоров'я представляє підвищена концентрація озону – високотоксичного подразнюючого газу. З цієї причини він був внесений у список речовин, максимальні значення концентрації яких на робочих місцях обмежені та строго визначені.

										Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата					

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 вміст озону в повітрі робочої зони не повинен перевищувати 0.1 мг/куб. м, а вміст оксидів азоту – 5 мг/м³.

Промисловий пил виникає внаслідок розлому, дроблення та транспортування будівельних матеріалів, при виготовленні бетону та фарб тощо. Склад пилу вимірюють в міліграмах на 1 м³ повітря. Найбільш шкідливий дрібний пил розміром до 10мк, бо ним можуть бути викликані хвороби дихальних шляхів.

ГОСТ 12.1.007-76 “ССБТ Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности”.

Для попередження впливу пилу та інших шкідливих речовин має бути забезпечена система природної та механічної вентиляції та кондиціонування. Для запобігання ураження виробничим пилом, машиніст працює з засобами індивідуального захисту.

5.2.3 Освітленість на робочому місці

Недостатність освітлення призводить до напруги зору, послаблює увагу, приводить до настання передчасної стомленості. Надмірно яскраве освітлення викликає осліплення, роздратування і різь в очах.

Існує три види освітлення – природне, штучне та поєднане (природне та штучне разом).

Природне світло підрозділяється на бічне, верхнє і комбіноване. Природне світло, потрапляючи в робочу зону через бічні, розподіляється нерівномірно в залежності від конструкції світлових прорізів.

Віброплощадка працює не лише в денний час. У вечірні години в літню пору року, а взимку – зранку та більшу частину по обіді необхідно додатково освітлювати приміщення.

Освітлення приладів та вказівників не має створювати блисків на своїх поверхнях, не змушувати оператора змінювати позу при обзори приладу через подразнення очей. Величина освітленості приладів має бути в межах 0,3...1,1 лк.

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата					

Індивідуальне освітлення передбачає для кожного приладу шляхом розміщення малогабаритного світильника за його панеллю. Освітленість шкали приладів має плавно освітлюватися до повного вимкнення(ДБН В.2.5-28-2006 “Природне і штучне освітлення”).

5.3 Засоби електробезпеки

Електробезпека – це система організаційних і технічних заходів та засобів, які гарантують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Заходи захисту від ураження електричним струмом передбачають використання їх при нормальному режимі роботи електроулаштувань і підтримують їх безпеку в аварійних умовах. Вони поділяються на заходи колективного і індивідуального захисту. Захист від ураження електричним струмом повинен забезпечуватися: конструкцією електроулаштувань, технічними засобами і засобами захисту, організаційними заходами.

За конструкцією і виконанням, засобами встановлення, якістю ізоляції електрообладнання повинно відповідати умовам експлуатації згідно з відповідними нормативними документами. За цими вимогами електрообладнання поділяється на такі класи: загального призначення, спеціальне, відкрите, захищене, водо захищене, закрите, герметичне, вибухозахищене (ДНАОП 1.1.10-1.07-01 “Правила експлуатації електрозахисних засобів”).

До технічних належать: мала напруга (номінальна, яка не перевищує 42В), ізоляція (покриття або віддалення струмоведучих частин від інших частин шаром діелектрика, застосування приладів закритої конструкції), недосяжність неізольованих частин, заземлення, занулення, захисне відключення, попереджувальна сигналізація, блокування, знаки безпеки, засоби захисту і запобіжні пристосування тощо.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

До організаційних належать призначення осіб відповідальних за організацію і виконання робіт, документальне оформлення, допуск, нагляд за працюючими та ін.

Заходами захисту від статичної електрики є заземлення виробничого обладнання, резервуарів, трубопроводів тощо, нейтралізація статичної електрики, регулювання швидкості взаємного переміщення речовини зі станом навколишнього повітря.

5.4 Інженерні рішення питань в охороні праці при експлуатації машини для виробництва будівельних матеріалів

5.4.1 Розрахунок захисту від дії вібрації

Покращення умов праці та росту продуктивності праці нерозривно зв'язані з проблемою зменшення вібрації.

Робота переважної більшості машин незмінно супроводжується вібрацією та шумом, що генерується ними. Вібрація та шум – наслідки переміщення та рухів, закладених у принципі дії машини.

Вібрація – це складний коливний процес пружних тіл, що характеризуються періодичністю зміни амплітуди коливань, вібро-швидкості, віброприскорення та частоти коливань.

Встановлено, що вібрація передчасно виводить з ладу машини та обладнання, обмежує їх технологічні можливості, негативно впливає на організм людини.

Вібрація передається людині як безпосередньо під час її контакту з машиною, так і через конструкції, підлогу, спричиняючи при цьому загальну вібрацію людського тіла, що проявляється в його коливаннях. Із збільшенням амплітуди цих коливань (вібрації) збільшується енергія коливних рухів, реакція людини на них сильнішає. Особливо шкідливі для людини вібрації з частотою 6...9 Гц, близькою до частоти коливання її тіла. Для людини, що стоїть на віброповерхні має два резонансні піки на частотах 5...12 та 17...25 Гц, для

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

сидячої – 4...6 Гц. Постійна дія вібрації спричиняє вібраційну хворобу з втратою працездатності. Отож, дуже важливо знизити вібраційну активність машини до можливо невеликих рівнів, у всякому разі не допустити перевищення її гігієнічних нормативів.

5.4.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека – стан об’єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Конституція, Закон України “Про пожежну безпеку”, закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

Забезпечення пожежної безпеки – невід’ємна частина державної діяльності щодо охорони життя та здоров’я людей, національного багатства та навколишнього середовища. Відповідно до статті 4 Закону України “Про пожежну безпеку” державні органи виконавчої влади та органи самоврядування усіх рівнів в межах своєї компетенції організують розроблення та впровадження у відповідних галузях і регіонах організаційних і науково-технічних заходів щодо запобігання пожежам та їх гасіння, забезпечення пожежної безпеки населених пунктів і об’єктів.

Пожежна профілактика.

Чітке виконання встановленого протипожежного режиму гарантує безпечну експлуатацію промислових підприємств, окремих будівель, споруд, виробничих установок, машин, приладів та апаратів. Цей режим ґрунтується на заздалегідь розроблених правилах та інструкціях, які відповідають умовам роботи виробничого устаткування і технологічному процесу підприємства. Тому

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

всім, хто працює на даному підприємстві, необхідно добре знати, насамперед, технологічний процес виробництва і причини відхилення від нормальних умов роботи устаткування.

Начальники цехів, опоряджувальних ділянок (майстерень, складів тощо) або особи, відповідальні за пожежну безпеку, перш ніж допустити до роботи новоприйнятого працівника, зобов'язані впевнитись у тому, що він пройшов первинний протипожежний інструктаж.

Крім проведених протипожежних інструктажів слід організувати і проводити пожежно-технічні мінімуми.

Причини пожежі:

1. Несправність електропроводки. Найбільшу небезпеку представляють іскри, які можуть виникнути при поганій ізоляції або короткому замиканні. При попаданні на поверхню із залишками технічних рідин вони можуть призвести до займання.

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних трубок або ємностей обладнання. У слідстві чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи.

3. Використання горючих рідин для видалення бруду з деталей бетонозмішувача.

Пожежа в районі бетонозмішувача, як правило, починається непомітно. Від моменту тління до займання може пройти кілька хвилин. Таким чином, до появи характерних ознак (запаху і диму) виявити проблему практично неможливо. За цей час пожежа може досягти розмірів, коли річний вогнегасник виявиться безсилий.

Залежно від причини загорання, час, коли полум'я охопить територію біля бетонозмішувача, може зайняти від декількох секунд до 2-3 хвилин. За 10 хвилин повністю згорає легковий автомобіль. Тому сподіватися на приїзд пожежного розрахунку, особливо, якщо ви знаходитесь далеко від міста, не

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

варто. Єдиний шанс врятувати обладнання – це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

бетнозмішувач, крім металевоїрами, являє собою сукупність різних легкозаймистих рідин і матеріалів та електричну систему, що знаходиться під напругою. Для гасіння пожеж такого роду необхідний спеціальний вогнегасний склад, здатний зупинити процес горіння.

Призначення вогнегасників.

Залежно від типу зарядженого вогнегасної речовини вогнегасники використовуються для гасіння пожеж наступних класів:

Класи пожеж:

A горіння твердих речовин;

B горіння рідких речовин;

C горіння газоподібних речовин;

D горіння металу і металомістких речовин;

E гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасника необхідно вибрати той, чий тип відповідає класам пожежі від *A* до *E*.

Вогнегасники за видом вогнегасних засобів поділяють на рідинні, вуглекислотні, повітряно-пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, необхідно передбачити вогнегасники вуглекислотного (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8) (рис. 6.1) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типу, виконані по ГОСТ 12.4.009-75.

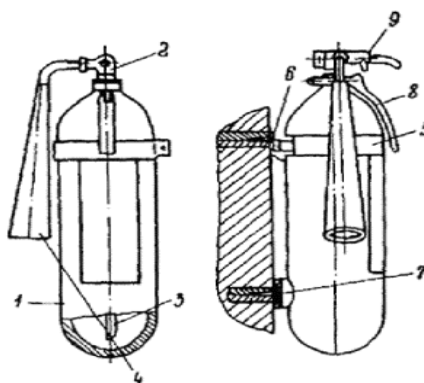


Рисунок 6.1 – Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8):

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

1 – балон; 2 – поворотний розтруб; 3 – опорна головка; 4 – сифона трубка; 5– хомут; 6 – крюк; 7 – упор; 8 – ручка; 9 – чека.

Вогнегасна речовина – діоксид вуглецю. Вуглекислота, потрапляючи на палаючу речовина, охолоджує його і виробляє гасіння.

Переваги:

- випаровуючись, кислота не залишає слідів;
- володіє хорошими діелектричними властивостями;
- не змінює властивостей в процесі зберігання;
- висока проникаюча здатність, навіть у важкодоступні місця;

Недоліки:

– можливість прояву значних теплових напружень в результаті гасіння (дуже сильно охолоджується розтруб, що може викликати опік руки. не рекомендується триматися за розтруб під час гасіння);

– накопичення зарядів статичної електрики (можливий легкий удар струмом);

– можливість токсичної дії вуглекислотних парів на людину;

Екскаватор повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

Забороняється гасити водою палаючі паливно-мастильні матеріали. Для цього треба застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники, пісок або землю, брезент.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

ВИСНОВКИ

1. Здійснений огляд і аналіз вібраційної техніки та встановлено, що існуючі конструкції вібромайданчиків не в повній мірі відповідають сучасним умовам і не забезпечують сталий режим роботи вібромайданчика.

2. На основі здійсненого огляду конструкцій вібромайданчиків та значень обраних критеріїв встановлено, що числові значення обраних критеріїв змінюються в достатньо широких межах.

3. Здійснений вибір та обґрунтування розрахункової моделі системи «машина – оброблюване середовище» у вигляді дискретної системи.

4. Виконані розрахунки основних параметрів вібраційного майданчика.

5. Створені та досліджені скінченно-елементні моделі вібромайданчика з вертикальними коливаннями.

6. Визначений напружено-деформований стан несучих конструкцій при дії зовнішнього навантаження. Результати досліджень засвідчують, що максимальні значення еквівалентних напружень складають 2,5 МПа. Більш високі значення напружень сконцентровані в зоні прикладання сили та місць опирання несучих конструкцій. Конструкція рами сприймає максимальні напруження 19,8 МПа. Область дії таких значень напружень обмежена зонами контакту рами з опорами і носить локальний характер.

7. В результаті виконаних досліджень були проаналізовані експериментальні дані, отримані при роботі обладнання технологічного призначення.

8. Запропоноване рішення застосування регуляторів керування приводом, у випадку використання двох двигунів. В алгоритм керування закладено принцип налаштування частоти обертання вала одного двигуна по відношенню до іншого.

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	Стадія	Аркуш	Аркушів
Консульт.								89	89
Керів.		Дедов О.П.							
Н.Контр.									
Зав. каф.		Назаренко І.І.							

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Назаренко І.І., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Створення високоефективних віброущільнюючих машин нового покоління. Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». 2011. №63. С. 219–223.

2. Назаренко І.І., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Оцінка вкладу вищих гармонік в робочий процес машин різного технологічного призначення. Вібрації в техніці та технологіях. 2011. №1.61.С. 41–45 (Запропонований алгоритм розрахунку основних характеристик віброударного процесу, які забезпечують необхідний за технологією режим руху).

3. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. Навчальний посібник. К.: КНУБА, 2007. 230с.

4. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. К.: «Віпол», 1999. 486с.

5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. Назаренко І. І. – 2-ге вид. К.: Вид. дім "Слово", 2010. 440 с.

6. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури. Нестеренко М.П. Зб. наук. праць (Галузеве машинобудування, будівництво) за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції «Вібрації в техніці та технологіях» присвяченої 75-річчю Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (Полтава, 3 – 7 жовтня 2005 р.). Полтава.: ПолтНТУ. 2005. Вип. 16. С. 177–181.

7. Ivan Nazarenko, Viktor Gaidaichuk, Oleg Dedov, Oleksandr Diachenko. Determination of stresses and strains in the shaping structure under spatial load. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol 6, No 7 (96). P. 13–18.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

8. Ivan Nazarenko, Oleg Dedov, Anatoly Svidersky, Serhii Oryshchenko. Experimental studies of forming design at dynamic load. Technology audit and production reserves. 2018. Vol 6, No 1(44). P. 8–13.

9. Нестеренко М. П. Закономірності просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками Нестеренко М.П., Нестеренко М. М., Склярєнко Т. О.Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). Полтава.: ПолтНТУ. 2005. Вип. 16. С 182–191.

10. Bathe K.J. Finite Element Procedures. [Text] K.J. Bathe. New-York.: Prentice Hall, 1996. P. 1037.

11. Michalczyk Inaccuracy J. In self-synchronisation of vibrators of two-drive vibratory machines caused by insufficient stiffness of vibrators mounting. Archives of Metallurgy and Materials. 57(3). 2012. P. 823-828

12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т., т.3 - 6-е издание, перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1982. 576с.

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

ДОДАТКИ

Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата	Стадія	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Сенченко І.В.				Дослідження системи керування вібраційним приводом	92	92
Консульт.								
Керів.		Дедов О.П.						
Н.Контр.								
Зав. каф.		Назаренко І.І.						

Додаток 1
(антиплагіат)

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

ДОДАТОК 2. Текст програми для модуля ARDUINO UNO Atmega 328

```
#define C0_DRead (PINC & B00000001)
#define C1_DRead ((PINC & B00000010)>>1)
#define C2_DRead ((PINC & B00000100)>>2)
#define C3_DRead ((PINC & B00001000)>>3)
#define C4_DRead ((PINC & B00010000)>>4)
#define C5_DRead ((PINC & B00100000)>>5)
#include <LiquidCrystal.h>
LiquidCrystal lcd(3, 4, 5,6,7,8);
int isec = 0, tsec = 0;
int i,j,k,p,AnR,An5;
int ii,jj,An4;
int t1,tn1,t2,tn2,troz,nper1,nper2;
int t12,tn12,t22,tn22;
int An0,An1;
float tt,tnt,tt2,tnt2;
float ff1,ff2;
int f1,f2;
int z=0,zz=0;
void setup()
{
  Serial.begin(115200);
  lcd.begin(16, 2);
  pinMode(A0, INPUT);
  pinMode(A1, INPUT);
  pinMode(A5, INPUT);
  pinMode(A4, INPUT);
  pinMode(10, OUTPUT);
  pinMode(9, OUTPUT);
  pinMode(12, OUTPUT);
  SREG = (1 << 7);
  EICRA = (1 << ISC01) | (0 << ISC00);
  EIMSK = (1 << INT0);
  TCCR1A = (1 << COM1A1) | (1 << COM1A0) | (1 << COM1B1) |
(1 << COM1B0) | (1 << WGM11) | (0 << WGM10);
  TCCR1B = (1 << ICNC1) | (1 << ICES1) | (1 << WGM13) | (1 << WGM12) |
```

Арк.

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата
-----	--------	------	--------	-------	------

```

(0 << CS12) | (1 << CS11) | (0 << CS10);
TCCR2A = ((0 << WGM20)|(1 << WGM21));
TCCR2B = ((1 << FOC2A)|(0 << WGM22)|(1 << CS22)|(1 << CS21)|
(0 << CS20)) ;
TIMSK2 = (1 << OCIE2A);
TIFR2 = 1 << OCF2A;
OCR2A = 249;// 1 c
ICR1=19000;
OCR1A = 19000;
OCR1B = 19000;
AnR=ICR1/1024;
j = 0;
i=0;
troz=0;
k=0;
p=0;}
void loop(){
  if ((C5_DRead==1)&&(i==0)&&(troz<18))
  {
    An5= AnReadd (B01000101);
    if (An5>500)
    {
      i=1;
      if ((z==0)) {
        t1=isec;
        tn1=TCNT2 }
      if ((z==1)) {
        t2=isec;
        tn2=TCNT2;
      if (tn1<tn2){tnt=tn2-tn1;}else {tnt=OCR2A-tn1+tn2;t2=t2-1;}
      if (t1<t2){tt=t2-t1;}else {tt=250-t1+t2;}
        t1=t2;
        tn1=tn2;
        tnt=tnt/OCR2A;
      tt=tnt+tt;
      tt=tt/250;
      ff1=1/tt;

```

Арк.

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата
-----	-------	------	-------	-------	------

```

ff1=(round(ff1));
if (j!=0){f1=(f1+ff1)/2;
}
j=1; }
}
}
if ((C5_DRead==0)&&(i==1))
{
An5= AnReadd (B01000101);
if (An5<100)
{i=0;
if(z==0){z=1;}else {z=0;}
}
}
if ((C4_DRead==1)&&(ii==0)&&(troz<19))
{
An4= AnReadd (B01000100);
if (An4>500)
{
ii=1;
if ((zz==0)) {
t12=isec;
tn12=TCNT2;
}
if ((zz==1)) {
t22=isec;
tn22=TCNT2;
if (tn12<tn22){tnt2=tn22-tn12;}else {tnt2=OCR2A-tn12+tn22;t22=t22-1;}
if (t12<t22){tt2=t22-t12;}else {tt2=250-t12+t22;}
t12=t22;
tn12=tn22;

tnt2=tnt2/OCR2A;
tt2=tnt2+tt2;
tt2=tt2/250;
ff2=1/tt2;
ff2=round(ff2);
if (jj!=0){f2=(f2+ff2)/2;}
}
}
}

```

Арк.

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата
-----	-------	------	-------	-------	------

```

    jj=1; }
}
}
if ((C4_DRead==0)&&(ii==1))
{
    An4= AnReadd (B01000100);
    if (An4<100){ii=0;
        if(zz==0){zz=1;}else {zz=0;}
    }
}
}

if (troz==19){lcd.clear();}
if (troz==20)
{
    if (f1<100){ lcd.setCursor(1, 0);lcd.print(f1); }else {lcd.setCursor(0, 0);
lcd.print(f1);
}
    if (f2<100){ lcd.setCursor(1, 1);lcd.print(f2); }else {lcd.setCursor(0, 1);
lcd.print(f2);
}
    lcd.setCursor(12, 0);
    lcd.print(1023-An1);
    lcd.setCursor(12, 1);
    lcd.print(1023-An0);
    troz=0;
}
ISR(TIMER2_COMPA_vect)
{ isec++;
    if (isec == 250) { isec = 0;}
}
ISR(INT0_vect)
{
    if (TCNT1>50) { TCNT1 = 0; }
    if (k==0)
    { An0= AnReadd (B01000000);
        if (An0<5){An0=0;}
    }
}

```

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

```

OCR1B = AnR*An0;
if (An0>1020){OCR1B=ICR1;}
k=1; }
if (k==1)
{ An1= AnReadd (B01000001);
if (An1<5){An1=0;}
OCR1A = AnR*An1;
if (An1>1020){OCR1A=ICR1;}
k=0; }
if (troz<20){troz++;}}
uint16_t AnReadd(uint8_t An_pin)
{
ADMUX=An_pin;
p=TCNT2+60;
if (p>OCR2A){p=p-OCR2A;
}
while (p<TCNT2);
ADCSRA=B11000000; //B11000111-125kHz B11000110-250kHz
while (ADCSRA & (1 << ADSC));
An_pin = ADCL;
uint16_t An = ADCH;
return (An<<8) + An_pin;}

```

										Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата					

ДОДАТОК 3
Графічні матеріали

									Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

