

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

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

«Дослідження системи керування вібромайданчика»

(назва)

Мосійчук Олег Вадимович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Київ 2022 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“ ____ ” _____ 2022 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ

НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

«Дослідження системи керування вібромайданчика»

(назва)

Виконав студент групи: ІЛС-2маг

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(спеціальність)

Спеціалізація: Інженерія логістичних систем

Мосійчук Олег Вадимович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник

Дєдов О.П.

(прізвище та ініціали)

д.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2022 р

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
			Дата	Підпис
1.	Розділ 1.	проф. Свідерський А.Т.	16.09.2022	
	Розділ 2.		07.10.2022	
	Розділ 3.		21.10.2022	
	Розділ 4.		04.11.2022	
2.	Розділ 5.	доц. Гаркавенко О.М.	04.11.2022	

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2022 року

Керівник _____
(підпис)

професор_ Дєдов О.П.

Студент _____
(підпис)

Мосійчук О.В

РЕЗЮМЕ

Київський національний університет будівництва і архітектури

факультету автоматизації і інформаційних технологій

Мосійчук Олег Вадимович

Група ІЛС-2маг

Тема атестаційної випускної роботи:

«Дослідження системи керування вібромайданчика»

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 131 «Прикладна механіка»,

Науковий керівник:

Дєдов Олег Павлович,

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

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5, стор. 74, таблиць 9, рис. 17, графічна частина – 1 слайдів (аркушів формату А4.) завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. Ефективність застосування вібрації значною мірою визначається коректним врахуванням тих параметрів і характеристик, які суттєво впливають на рух вібромайданчика, відповідністю дійсних параметрів робочого процесу розрахунковим. Однією із задач вирішення є розробка систем для керування робочими параметрами машин у часі, або налаштування на швидку зміну параметрів. Важливим елементом є знання зміни напружено-деформованого стану в умовах динамічного навантаження на вібраційні майданчики, які є найважливішим обладнанням заводів будівельної індустрії, оскільки вони здійснюють процес ущільнення бетонних сумішей при формуванні різних бетонних і залізобетонних виробів. Знання зміни напружено-деформованого стану обумовлюється тим, що в процесі ущільнення бетонних

сумішей їх фізико- механічні властивості значно змінюються. Отже для реалізації ефективності та зменшення енергії на процес ущільнення має бути також зміна параметрів вібраційного майданчика. В магістерській роботі передбачається використати існуючі дослідження зміни параметрів напружено-деформованого стану середовища при дії динамічних навантажень, а також дослідити та застосувати методи керування робочим процесом вібраційного майданчика із урахуванням характеристик взаємодії технічних систем “оператор – машина – середовище”. Таким чином, тема магістерської роботи «Дослідження системи керування вібромайданчика» є актуальною.

У вступі здійснено обґрунтування напрямків дослідження за темою магістерської роботи та наведені задачі дослідження:

- привести основні схеми логістичних систем для формування виробів із застосуванням вібраційних майданчиків;
- здійснити огляд існуючих конструкцій вібраційних майданчиків;
- дослідити та визначити параметри керування робочим процесом вібраційного майданчика;
- розробити схему керування робочим процесом вібраційного майданчика;
- передбачити заходи техногенної безпеки при експлуатації вібраційних майданчиків.

У першому розділі «Оцінка існуючих логістичних систем виробництва бетонних виробів із застосуванням вібраційних майданчиків» приведені основні схеми логістичних систем та здійснено їх аналіз, виконана оцінка застосування вібраційних майданчиків. Сформульовані висновки по розділу.

У другому розділі « Дослідження фізичних аспектів необхідності керування робочим процесом ущільнення бетонних сумішей» здійснено опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей, приведені схеми будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінним режимом та параметрами та виконано обґрунтування необхідності керування вібраційним майданчиком. Сформульовані висновки по розділу.

У третьому розділі «Дослідження та визначення параметрів керування робочим процесом вібраційного майданчика» приведена технологічна карта зміни частоти і амплітуди віброколивань, визначено та досліджено параметри

вібромайданчика для керування його роботою при ущільненні бетонної суміші та Сформульовані висновки по розділу.

У четвертому розділі «Конструкторська частина. Розробка схем керування робочим процесом вібраційного майданчика» сформуована функціональна схема автоматизації технологічного процесу зміни параметрів, виконано аналіз практичних засобів керування робочим процесом вібромайданчика шляхом оцінки системи управління електроприводом, системи з короткозамкненим асинхронним двигуном та системи з двигунами постійного струму. Розроблена схеми вібраційного майданчика з керуванням робочого процесу ущільнення бетонної суміші. Сформульовані висновки по розділу.

У п'ятому розділі «Техногенна безпека» виконано аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів, розглянуто заходи по охороні праці пов'язані з експлуатацією вібраційного конвеєра. Сформульовані висновки по розділу.

Ключові слова: логістичні системи, вібраційний майданчик ущільнення бетонної суміші, керування робочим процесом, зміна частоти і амплітуди коливань, режими, резонанс, параметри, розрахунок, техногенна безпека.

Key words: logistic systems, vibration platform of concrete mixture compaction, control of the work process, change of frequency and amplitude of oscillations, modes, resonance, parameters, calculation, man-made safety.

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

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

Науковий керівник _____ / проф., д.т.н., Дєдов О.П./

(підпис)

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

« 15 » листопада 2022 р.

Зміст

Вступ. Постановка задач магістерської роботи.	11
Розділ 1. Оцінка існуючих логістичних систем виробництва бетонних виробів із застосуванням вібраційних майданчиків	13
1.1. Основні схеми логістичних систем та їх аналіз	13
1.2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних майданчиків.	16
1.3. Висновки по розділу.	23
Розділ 2. Дослідження фізичних аспектів необхідності керування робочим процесом ущільнення бетонних сумішей.	24
2.1. Опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей.	24
2.2. Схеми будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінними режимом та параметрами.	27
2.3. Обґрунтування необхідності керування вібраційним майданчиком.	30
2.4. Висновки по розділу	32
Розділ 3. Дослідження та визначення параметрів керування робочим процесом вібраційного майданчика.	34
3.1. Технологічна карта зміни частоти і амплітуди віброколивань.	34
3.2. Визначення та дослідження параметрів вібромайданчика	35
3.3. Висновки по розділу.	37
Розділ 4. Конструкторська частина. Розробка схем керування робочим процесом вібраційного майданчика	39
4.1. Формування функціональної схеми автоматизації технологічного процесу зміни параметрів.	39
4.2. Аналіз практичних засобів керування робочим процесом вібромайданчика	40
4.2.1 Оцінка системи управління електроприводом	40
4.2.2 Системи з короткозамкненим асинхронним двигуном.	42
4.2.3 Системи з двигунами постійного струму.	46
4.3. Розробка схеми вібраційного майданчика з керуванням робочого процесу ущільнення бетонної суміші.	50
4.4 Висновки по розділу	53
Розділ 5. Техногенна безпека	54

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного майданчика.....	54
5.2. Технічні заходи з техніки безпеки, що передбачені в роботі.....	57
5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації.....	57
5.2.2 Методи і засоби зниження шуму.....	58
5.3. Інженерні розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі	59
5.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха	59
5.3.2 Запобігання можливості ураження електричним струмом.....	61
5.4. Техніка безпеки при експлуатації вібраційного майданчика.....	65
5.5. Пожежна безпека	65
5.6. Висновки по розділу	69
Загальні висновки	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	73

Вступ. Постановка задач магістерської роботи.

Створення технічних систем нового покоління із забезпеченням сучасних вимог високої надійності, ефективності та зменшення енергії на виконання технологічних процесів є актуальною проблемою сьогодення. Однією із задач вирішення цієї проблеми є розробка систем для керування робочими параметрами машин у часі, або налаштування на швидку зміну параметрів. Важливим елементом вирішення даної проблеми є знання зміни напружено-деформованого стану в умовах динамічного навантаження на вібраційні майданчики, які є найважливішим обладнанням заводів будівельної індустрії, оскільки вони здійснюють процес ущільнення бетонних сумішей при формуванні різних бетонних і залізобетонних виробів. Знання зміни напружено-деформованого стану обумовлюється тим, що в процесі ущільнення бетонних сумішей їх фізико-механічні властивості значно змінюються. Отже для реалізації ефективності та зменшення енергії на процес ущільнення має бути також зміна параметрів вібраційного майданчика. Проте в заводській практиці в основному застосовуються вібраційні майданчики зі сталим режимом, що утруднює зміну їхніх параметрів. Тому передумовою отримання дійсної інформації про проходження технологічного процесу є встановлення взаємодії вібраційних майданчиків і ущільнюючих бетонних сумішей та розробка конструктивних схем вібраційних майданчиків із керованими режимами і параметрами. Існуючі теорії визначення напружено-деформованого стану базуються на уявленні про фізичну природу зміни напруження і деформації, функціональній залежності між напруженням і деформаціями, законах зміни пружних та дисипативних властивостей при динамічному навантаженні. В магістерській роботі передбачається використати існуючі дослідження зміни параметрів напружено-деформованого стану середовища при дії динамічних навантажень, а також дослідити та застосувати методи керування робочим процесом вібраційного майданчика із урахуванням характеристик взаємодії технічних систем “оператор – машина – середовище”.

Задачі дослідження:

- привести основні схеми логістичних систем для формування виробів із застосуванням вібраційних майданчиків;
- здійснити огляд існуючих конструкцій вібраційних майданчиків;
- дослідити та визначити параметри керування робочим процесом вібраційного майданчика;
- розробити схему керування робочим процесом вібраційного майданчика;
- передбачити заходи техногенної безпеки при експлуатації вібраційних майданчиків.

Розділ 1. Оцінка існуючих логістичних систем виробництва бетонних виробів із застосуванням вібраційних майданчиків

1.1. Основні схеми логістичних систем та їх аналіз

В існуючих логістичних системах виробництва бетонних виробів із використанням вібраційних майданчиків застосовуються три способи виготовлення залізобетонних виробів: поточно-агрегатний, конвеєрний і стендовий. На рисунку 1.1 наведена логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів поточно-агрегатним способом із застосуванням вібраційних майданчиків.

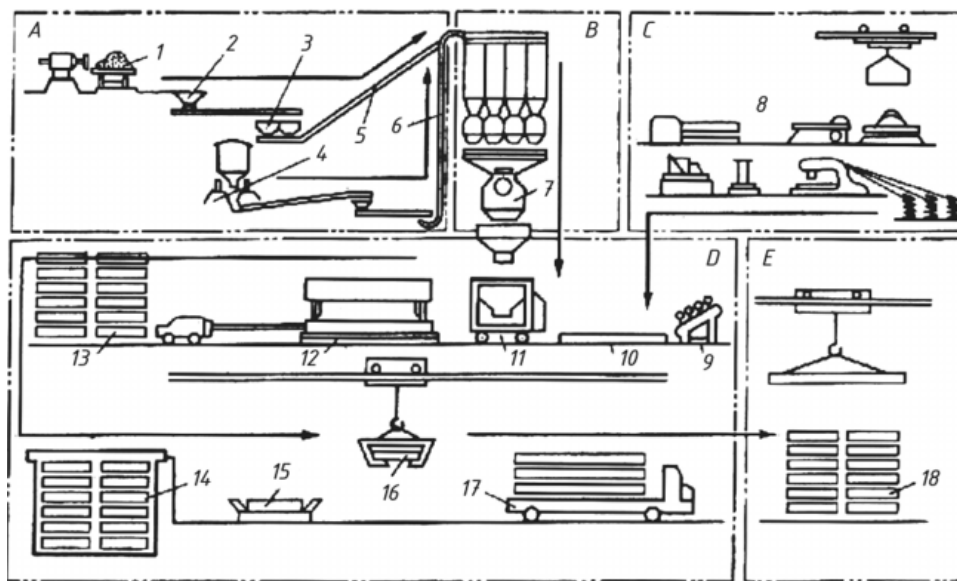


Рис. 1.1 Логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів поточно-агрегатним способом із застосуванням вібраційних майданчиків: А - зона зберігання заповнювачів бетонної суміші; В – зона приготування бетонної суміші; 3 - зона виготовлення арматурних каркасів; D - зона формування та обробки ЗБВ; Е - зона зберігання та видачі готових виробів; 1 - пост розвантаження заповнювачів; 2 - приймальні бункери; 3 – накопичувальні бункери; 4 - пост розвантаження цементу; 5 - транспортерна галерея; 6 - пневмоподача цементу; 7 - бетонозмішувальний цех; 8 - обладнання для виробництва арматурних каркасів та елементів; 9 - агрегат для термічної напруги арматури; 10 - пост армування; 11 - самохідний бетоноукладач; 12 - агрегат для формування виробів; 13 - зона витримки виробів; 14 - проміжний склад; 15 - транспортування ЗБВ; 16 - підйом та транспортування виробів; 17 - самохідний візок; 18 - склад готових ЗБВ.

На рисунку 1.2 наведена логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів конвеєрним способом із застосуванням вібраційних майданчиків.

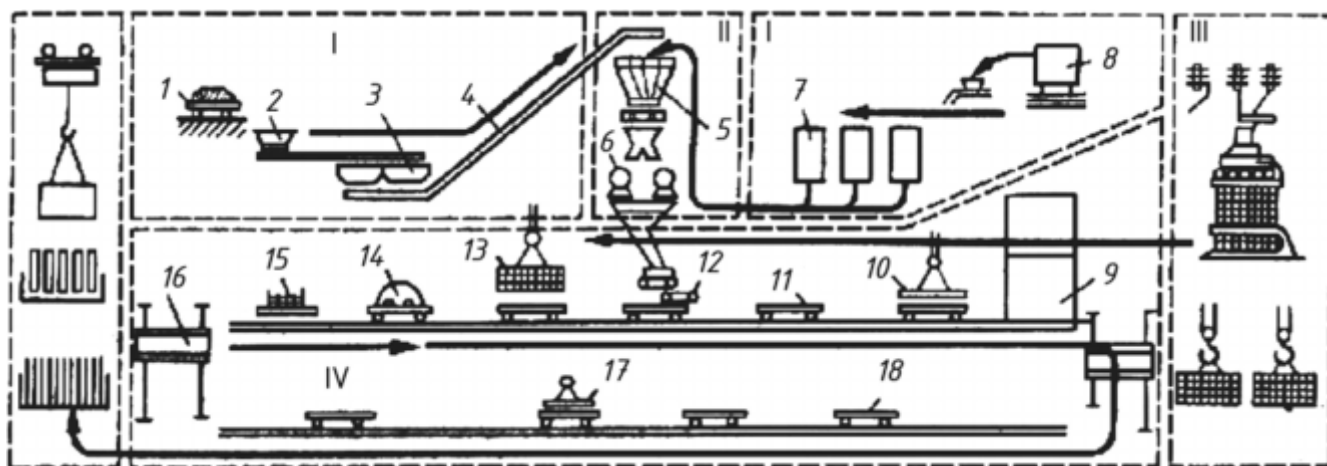


Рис. 1.2 Логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів конвеєрним способом із застосуванням вібраційних майданчиків: I — зона зберігання матеріалів; II – зона приготування цементобетонної суміші; III – зона виготовлення арматурних каркасів; IV - Зона виготовлення виробів; 1 - пост розвантаження кам'яних матеріалів; 2 - приймальні бункери; 3 — бункери, що акумулюють; 4 - транспортерна галерея; 5 - видаткові бункери; 6 - змішувальне відділення; 7 - силосний склад цементу; 8- вагон-цементовоз; 9 — пропарювальні камери; 10 пост укладання термоізоляційного шару; 11 - пост доведення виробів; 12 - пост формування виробів; 13 - пост укладання арматурних каркасів; 14 - мастило форм; 15 - очищення форм; 16 - передавальний візок; 17 пост розпалубки; 18 - пост контролю.

На рисунку 1.3 наведена логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів стендовим способом із застосуванням вібраційних майданчиків.

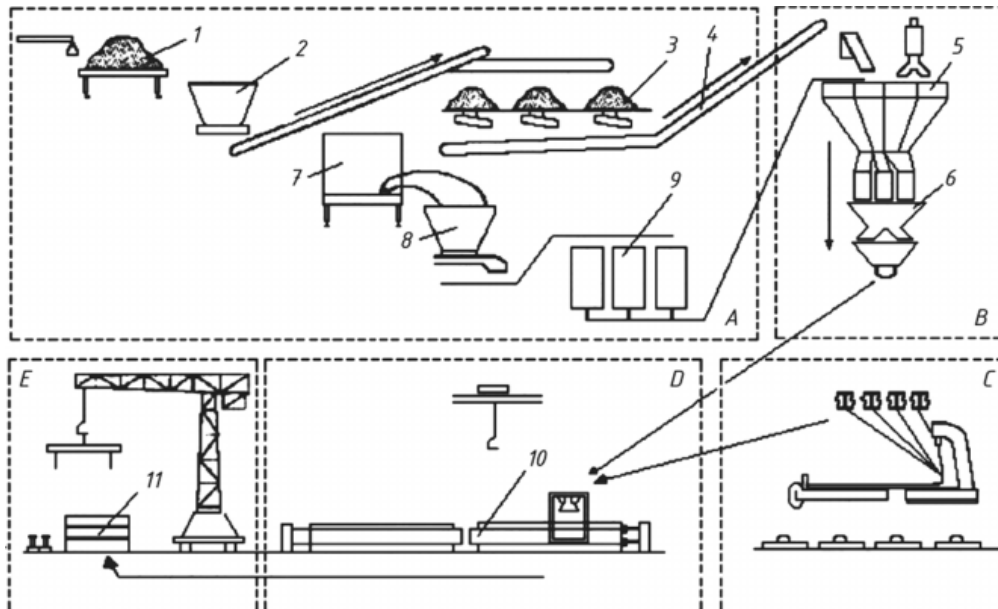


Рис. 1.3 Логістична система технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів на стендах із застосуванням вібраційних майданчиків: А - зона зберігання та обробки сировини; В – зона виготовлення бетону; С – зона виготовлення арматурних елементів; D - зона формування та обробки виробів; Е - зона зберігання та видачі конструкцій; 1 - пост розвантаження заповнювачів; 2,8 - приймальні бункери; 3 - склади кам'яних матеріалів; 4 - транспортерна галерея; 5 - видаткові бункери; 6 - пост приготування бетону; 7 - пост розвантаження цементу; 9 - склад цементу; 10 - стенд; 11 - склад готової продукції

Аналіз приведених основних схем (рис.1.1-1.3) засвідчує важливість застосування вібраційних майданчиків. Адже саме їх режим, параметри та час дії на виконання однієї операції робочого процесу ущільнення бетонної суміші і визначає ефективність та якість отримання бетонного чи залізобетонного виробу[1,2,8-15].

1.2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних майданчиків.

Типова схема будови вібраційного майданчика із вертикально направленими коливаннями приведена на рисунку 1.4, яка складається із з окремих блоків 3, з'єднаних між собою карданними валами 4.

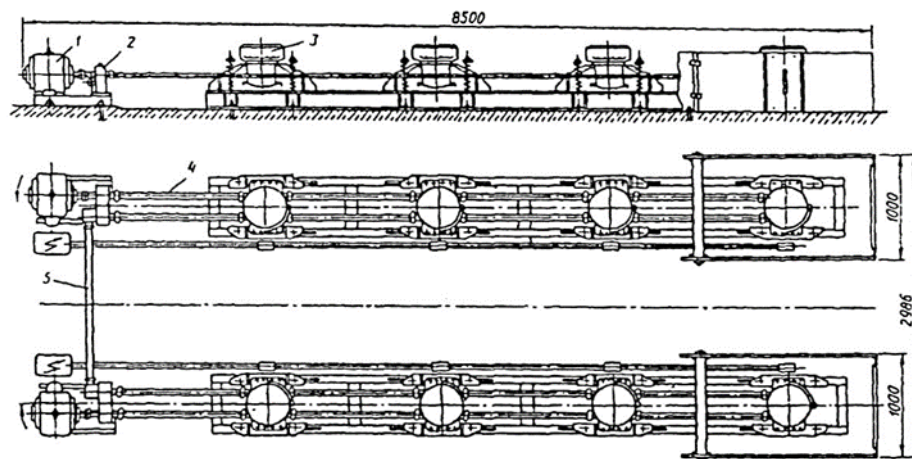


Рис.1.4. Вібромайданчик з вертикально-напрямленими коливаннями. Напрямлені коливання забезпечуються обертанням від двигунів 1 кожної пари валів віброблоків в різні напрями. Синхронізація обертання валів в кожному ряду віброблоків і між рядами забезпечувалася синхронізаторами 2 і з'єднувальним валом 4. Таким чином, вібромайданчик здійснював вертикально-напрямлені коливання і складався з уніфікованих вузлів і віброблоків, карданних валів і синхронізаторів. Добираючи певну кількість віброблоків, можливо конструювати вібромайданчики різної вантажопідйомності від $10 \cdot 10^3$ до $40 \cdot 10^3$ кг. Вібраційний блок (рис.1.4,а) складається з вібробуджувача 2, електромагніта 1 і комплекту нижніх 5 і верхніх 4 пружин. Нижні пружини з'єднані стяжними болтами 3 з опорною рамою 6 зварної конструкції. На кожну таку раму встановлюються по чотири віброблоки. Вібробуджувач (рис.1.5,б) являє собою сталевий литий корпус 7, в якому на підшипниках кочення 8 паралельно встановлені два вали 9 з основними 11 і змінними 10 дебалансами. На кінцях валів є заточувальні і шпонкові пази для встановлення напівмуфт, які з'єднують карданні вали. Підшипники змащують рідкою оливою, завдяки чому забезпечуються зменшення витрат на тертя і відносно легкий пуск в зимовий

період. Електромагніт призначений для закріплення металевої форми на віброблоку. В деяких конструкціях вібромайданчиків для кріплення форми замість електромагнітів застосовуються пневматичні притискачі.

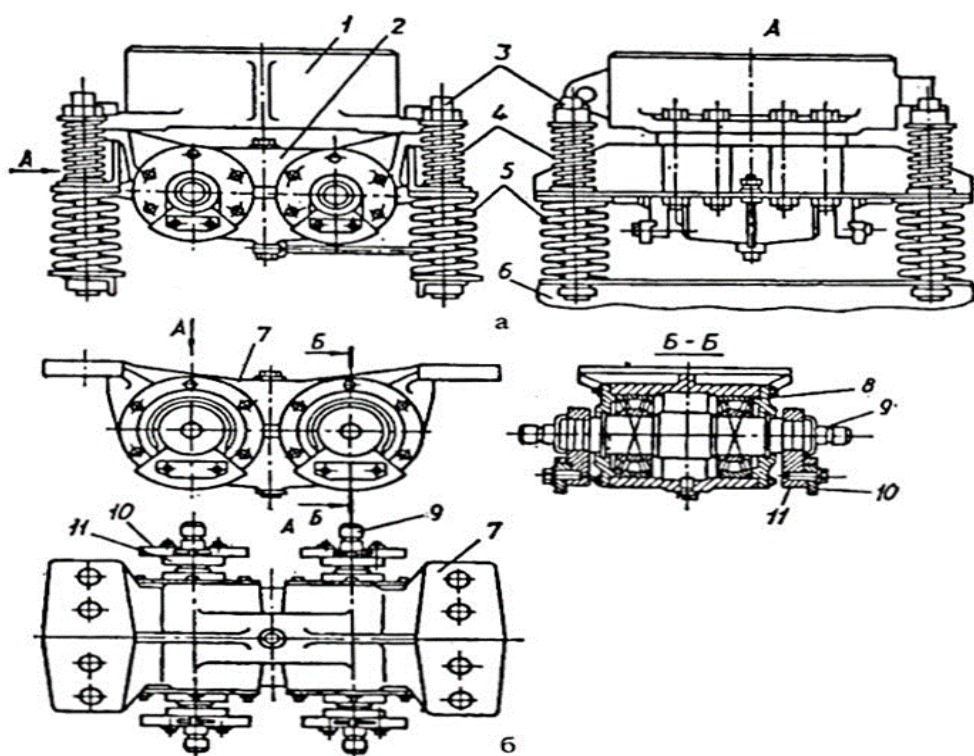


Рис.1.5 Вібраційний блок: а — загальний вигляд; б — вібробудувач.

Як слідує із наведеного рисунку вібробудувача (рис.1.5,б) змінювати амплітуду коливань можливо здійснити виключно зміною статичного моменту шляхом перестановки допоміжного дебалансу 10 тільки при непрацюючому вібромайданчику. Звичайно, такі недоліки притаманні і іншим вібромайданчикам. Для оцінки параметрів існуючих вібромайданчиків в таблиці 1.1 наведені технічні характеристики вібромайданчиків із вертикально направленими коливаннями, в таблиці 1.2 технічні характеристики вібромайданчиків із багатокомпонентним характером коливань, а в таблиці 1.3 технічні характеристики ударно-вібраційних вібромайданчиків.

Таблиця 1.1 Технічні характеристики вібромайданчиків із вертикально направленими коливаннями.

Показник		Тип вібромайданчика			
		СМЖ-187Б	СМЖ-210Б	СМЖ-199А	СМЖ-164
Вантажопідйомність, т		10	15	24	40
Кількість віброблоків, шт.		8	8	16	14
Вантажопідйомність одного блока, т		2,0	2,0	2,0	3,5
Статичний момент з урахуванням дебалансів, кг·см	основних	296	296	592	—
	із малими змінними	360	360		
	із сепелітними змінними	480	480	960	2240
Частота коливань, с ⁻¹		290...300	290...300	290...300	290... 300
Амплітуда коливань, мм		0,25...0,6	0,25...0,6	0,25...0,6	0,25...0,6
Зусилля притягування одного електромагніта, кН		60	60	100	120
Потужність, кВт		64	92	128	234,5
Кількість електродвигунів, шт.		2	4	4	6
Маса, т	Вібруючих частин	3	3	5,4	10,65
	Загальна	6,5	6,95	13,5	16,15

Таблиця 1.2 Технічні характеристики вібромайданчиків із багатокомпонентним характером коливань.

Показник		Тип вібромайданчика					
		ВПК-25	ВПГ-2х14	ВО-25м	ВПГ-25М	ВПС-24	ВПГ-50
Вантажопідйомність, т		25	10...25	10...25	10...25	10...25	20...60
Частота коливань, с ⁻¹		150,72	150,72	150,72	150,72	150,72	150,72
Амплітуда коливань	у горизонтальній площині	0,8...1,0	0,8...1,0	0,8...1,0	1,0...1,2	0,8...1,0	1,0...1,2
	у вертикальній площині	0,3-0,4	0,35...0,4	0,4...0,45	0,35...0,45	0,35...0,45	0,35...0,45
Кількість опор, шт.		10	6	8	8	8	16
Габаритні розміри, м	довжина	6,6	15,0	4,0	8,0	11,6	16,88
	ширина	2,48	2,0	3,0	2,9	3,2	2,8
Установлена потужність, кВт		22	30	22	30	30	30
Маса вібромайданчика, кг		4600	8300	7300	7140	9100	14400

Таблиця 1.3 Технічні характеристики ударно-вібраційних вібромайданчиків

Показник	Тип вібромайданчика					
	СМЖ-460	СМЖ-583А	СМЖ-773	СМЖ-774	ВБ-10А	ВБ-20А
Вантажопідйомність, т	15	18	10-20	30	10	20

Конструкція робочого органу		Рамна	Блокова	Блокова	Блокова	Блокова	Секційна
Частота коливаль, с ⁻¹		57,57...68,03	157,0	157,0	157,0	175,8	157...170
Кріплення форми		Електро-магніт	—	Електро-магніт	—	—	—
Характер коливаль	Вертикально напрямлені ударні	+	+	+	+	—	—
	Вертикальні колові ударні	—	—	—	—	+	+
Напіввзмах коливаль, мм		6,0...10,0	0,75	0,6...1,25	0,5	0,5...0,7	0,7...1,0
Установлена потужність, кВт		30,0	44,0	50,0	89,0	11,0	36,0
Габаритні розміри	Довжина	5500	7850	7985	14600	5630	5600
	Ширина	2630	2710	2710	2710	1814	2000
	Висота	1910	680	695	680	585	645
Маса, кг		7400	7400	8500	13000	2700	2200

Використовуючи дані цих таблиць, проаналізуємо числові значення основних їхніх параметрів. Так, вібромайданчики із вертикально направленими коливаннями реалізують амплітуду коливаль: 0,25...0,6 мм, а частота коливаль є сталою маючи величину: 290...300 с⁻¹. Потужність таких машин сягає 64 кВт (СМЖ-187Б), 92 кВт (СМЖ-210Б), 128 кВт (СМЖ-199А) та 234,5 кВт (СМЖ-164). Збільшення потужності обумовлена збільшенням вантажопідйомності від 10 до 40 тон. Вібромайданчики із збудженням коливаль в горизонтальній площині, реалізують багатоконпонентний характер коливаль - в горизонтальній та вертикальній напрямках руху. Вони реалізують амплітуду коливаль в горизонтальній площині: 0,8...1,0 мм для типів ВПК-25, ВПГ-2х14 та ВО-25м і 1,0...1,2 мм для типів ВПГ-25М, ВПС-24 та ВПГ-50, а у вертикальній площині: 0,30...0,4 мм типів ВПК-25, ВПГ-2х14, 0,4...0,45 мм для ВО-25м і 0,35...0,45 мм для типів ВПГ-25М, ВПС-24 та ВПГ-50. Частота коливаль цих машин є однаковою для всіх типів машин: 150,72 с⁻¹. Потужність таких машин складає 22 кВт для типів ВПК-25 та ВО-25м і 30 кВт для ВПС-24, ВПГ-25М, ВПС-24 та ВПГ-

50. Вантажопідйомність ВПК-25: 25 тон, а для конструкцій ВПГ-2х14, ВО-25М, ВПГ-25М, ВПС-24: 10- 25 тон, ВПГ-50: 20- 60 тон. Ударно-вібраційні майданчики здійснюють асиметричні коливання і тому величина амплітуди втрачає своє поняття і користуємося умовною величиною, що є середнім значенням між переміщеннями ввєрх і вниз, що має назву напіврозмах коливань. Отже, ударно-вібраційні майданчики в своєму руху мають такі параметри, а напіврозмах коливань: 6,0...10,0 мм (СМЖ-400), 0,75(СМЖ-538), 0,6...1,25(СМЖ-773), 0,5(СМЖ-774), 0,5...0,7(ВБ -10А) і 0,7...1,0(ВБ -20). Частота коливань цих машин є однаковою для типів машин: (СМЖ-538), (СМЖ-773), (СМЖ-774), (ВБ -10А) і (ВБ -20) - 157 с⁻¹, а в СМЖ-400 частота дорівнює 57,68 с⁻¹. Потужність таких машин складає: 30 кВт (СМЖ-400), 18 кВт (СМЖ-538), 10-20 кВт (СМЖ-773), 30 кВт (СМЖ-774), 10 кВт (ВБ -10А) і 20 кВт (ВБ -20). Вантажопідйомність: 15тон (СМЖ-400), 18 тон (СМЖ-538), 10-20 тон (СМЖ-773), 30 тон (СМЖ-774), 10 тон (ВБ -10А) і 20 тон (ВБ -20). Як слїдує із наведених результатів різні вібротайданчики мають суттєву відмінність між своїми значеннями по частоті і по амплітуді коливань. Використовуючи підхід до аналізу вібраційних систем, наведений в роботі [], де оцінка здійснюється за критеріями:

енергетичний:

$$k_e = P / Q , \quad (1.1)$$

де P – потужність , Q – вантажопідйомність;

металоємності:

$$k_i = m / Q , \quad (1.2)$$

де m – маса вібротайданчика;

динамічності:

$$k_a = a / g , \quad (1.3)$$

де a – прискорення робочого органу, g – прискорення вільного падіння.

Здійснені розрахунки за цими формулами засвідчили, що за критерієм прискорення a в долях від g , $k_a=a/g$ складає для: СМЖ-210Б:2-5;

СМЖ-538:2.25; СМЖ-773:2.5-3,5; ВПГ-25М:0,5-1,0; ВБ -20:2,25. А по енергоємності: k_e = СМЖ-210Б: 5,87; СМЖ-538:2.4; СМЖ-773:2,2; ВБ -20:0,96; ВПГ-25М: 0,73. Якщо прискорення вважати за критерій, що домінує в частині ефективності ущільнення то СМЖ-210Б дає найкращі результати, але енергоємність цього вібраційного майданчика, тобто витрати є найбільшими: k_e =5,87. Найефективнішими є вібраційні майданчики із змішаним режимом роботи: вібраційним та ударно-вібраційним режимом.

Отже, аналіз проведеного огляду та отриманих досліджень за критеріями, засвідчує значні відмінності в числових значеннях критеріїв між собою, що потребує уточнення параметрів та режимів і на цій основі розробити систему керування режимами і параметрами ущільнення бетонних сумішей.

Таким чином, основними показниками, що дають можливість оцінити робочий процес є продуктивність і потужність, визначення яких – одна з головних задач розрахунку будь-якої машини. Існує безліч методів і підходів визначення цих показників [1]. Проте є можливість з єдиних позицій розглянути методику визначення продуктивності і потужності. Ідея методу полягає в розгляді енергетичного балансу системи «вібраційний майданчик- бетонна суміш» на етапі безпосереднього контакту робочого органу вібраційного майданчика і бетонної суміші, що ущільнюється. Такий підхід дозволяє визначити показники, що суттєво впливають на робочий процес, а також відкриває шлях для оцінки ефективності процесу бетонної суміші.

Спільним для будь-якого робочого процесу є те, що корисна зовнішня енергія машини $E_{p.o.}$ може бути визначеною як добуток корисної потужності $P(kBm)$ на час її використання $t(c)$, тобто у загальному вигляді можна записати

$$E_{p.o.} = kPdt, \quad Дж, \quad (1.4)$$

де k - коефіцієнт корисної дії машини, який визначається її конструктивними особливостями.

Що стосується витрачання енергії на протікання технологічного процесу ущільнення бетонної суміші, то її загальний вираз може бути отриманий на

основі уяви фізики процесу, який можна сформулювати як: добуток питомої енергії, необхідної для ущільнення одиниці маси бетонної суміші, E_c (Дж / кг), на загальну кількість маси бетонної суміші m (кг), що ущільнюється:

$$E_c = E_m dm, \quad \text{Дж.} \quad (1.5)$$

Рівняння (1.5) є показником енергії, що витрачається на ущільнення одиниці маси бетонної суміші. Аналогічно можна визначити рівень енергії на переробку одиниці об'єму dV бетонної суміші, що ущільнюється. Тоді матимемо вираз для внутрішньої роботи:

$$A = W_v dV, \quad \text{Дж.} \quad (1.6)$$

Тепер можна записати баланс енергії системи «вібраційний майданчик- бетонна суміш»:

$$kPdt = E_m dm$$

або

$$kPdt = W_v dV. \quad (1.7)$$

Фізична сутність параметра E полягає у тому, що він визначає той рівень енергії, який поглинається під час протікання технологічного процесу ущільнення бетонної суміші відповідно до підведеного рівня зовнішньої енергії (1.7). Цей параметр є якісним показником процесу. Зі зміною стану бетонної суміші, а також можливою зміною робочих параметрів вібраційного майданчика змінюється і показник E . Показник маси dm , як і об'єм dV , є якісним показником процесу.

Рівняння енергетичного балансу (1.7) дає можливість записати у загальному вигляді і продуктивність процесу:

$$\bar{m} = \frac{k\bar{P}}{E}, \quad \text{кг / с,}$$

або

$$\bar{V} = \frac{k\bar{P}}{W_v}, \quad \text{м}^3 / \text{с.} \quad (1.8)$$

$$\text{де } \bar{m} = \frac{dm}{dt}, \text{ а } \bar{V} = \frac{dV}{dt}.$$

Із (1.8) випливає, що продуктивність виражає собою співвідношення корисної енергії та енергії, що витрачається на одиницю процесу, тобто це співвідношення визначає швидкість проходження матеріалу, що обробляється.

Відношення $\frac{k}{E}$, як і $\frac{k}{W}$, у формулі (1.8) визначає рівень ефективності роботи вібромайданчика. Отже рівняння (1.7)-(1.8) дають змогу з'ясувати методологію визначення параметрів процесу, оцінити ефективність та визначити параметри керування вібромайданчиком, які входять і визначають рівень енергії E , що витрачається на виконання технологічного процесу ущільнення бетонної суміші, що і є однією з ключових задач магістерської роботи.

1.3. Висновки по розділу.

1. Аналіз приведених основних логістичних схем технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів (рис.1.1-1.3) засвідчує важливість застосування вібраційних майданчиків. Адже саме їх режим, параметри та час дії на виконання одної операції робочого процесу ущільнення бетонної суміші визначає ефективність та якість отримання бетонного чи залізобетонного виробу
2. Здійснений аналіз існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних майданчиків та виконані дослідження засвідчують значні відмінності в числових значеннях критеріїв вібраційних майданчиків між собою. Тому потребуються дослідження по уточненню параметрів та режимів та на цій основі розробити систему керування режимами і параметрами ущільнення бетонних сумішей.
3. Отримані рівняння (1.7)-(1.8) дають змогу з'ясувати методологію визначення параметрів процесу, оцінити ефективність та визначити параметри керування вібромайданчиком, які входять і визначають рівень енергії, що витрачається на виконання технологічного процесу ущільнення бетонної суміші, що і є однією з ключових задач магістерської роботи.

Розділ 2. Дослідження фізичних аспектів необхідності керування робочим процесом ущільнення бетонних сумішей.

2.1. Опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей.

Укладання і ущільнення бетонної суміші - основні технологічні операції, що визначають значною мірою міцність, якість і довговічність бетону, тому що саме вони повинні забезпечувати максимальну щільність свіже сформованого бетонного виробу. В даний час основним і найбільш ефективним способом укладання і ущільнення бетонної суміші є вібрація - метод ущільнення, заснований на використанні тиксотропних властивостей бетонної суміші [1-4], які проявляються у вигляді розрідження бетонної суміші при механічному коливальному впливі на неї. В основі технологічного процесу віброущільнення бетонної суміші лежить передача енергії від віброзбудника до частинкам бетонної суміші за допомогою коливань. При вібрації бетонної суміші відбувається її ущільнення і формування. Цей технологічний процес складний і різноманітний. Він залежить від геометрії форми, в якій знаходиться бетонна суміш, типу збудника (поверхневий, внутрішній, об'ємний), характеру збудливої сили - кругова, спрямована, гармонійна, ударна і т.п. Зазначена складність обумовлена цілою низкою чинників. По-перше, значною зміною реологічних властивостей бетонної суміші в процесі віброущільнення. Для моделювання цих змін вводиться в розгляд [5] три типи руху частинок бетонної суміші: індивідуальне (тут відбувається рух окремих частинок заповнювача щодо об'єму ущільнюючої бетонної суміші), загальне (спільне) коливальний рух ущільнюючої і як суцільний системи і рівномірне переміщення частинок від одного положення рівноваги в інше, що відбувається переважно в поверхневому шарі. У зв'язку з цим в процесі віброущільнення виділяють три тимчасових стадії [5]: I - переукладання складових, II - зближення складових, III - компресійний ущільнення (рисунок 2.1).

На першій стадії здійснюється перекомпонування зерен заповнювача, що прагнуть зайняти більш стійке положення відносно один одного, тому

відбувається зміна обсягу суміші. Тривалість цієї стадії ($20 \div 30$ с) залежить від жорсткості бетонної суміші.

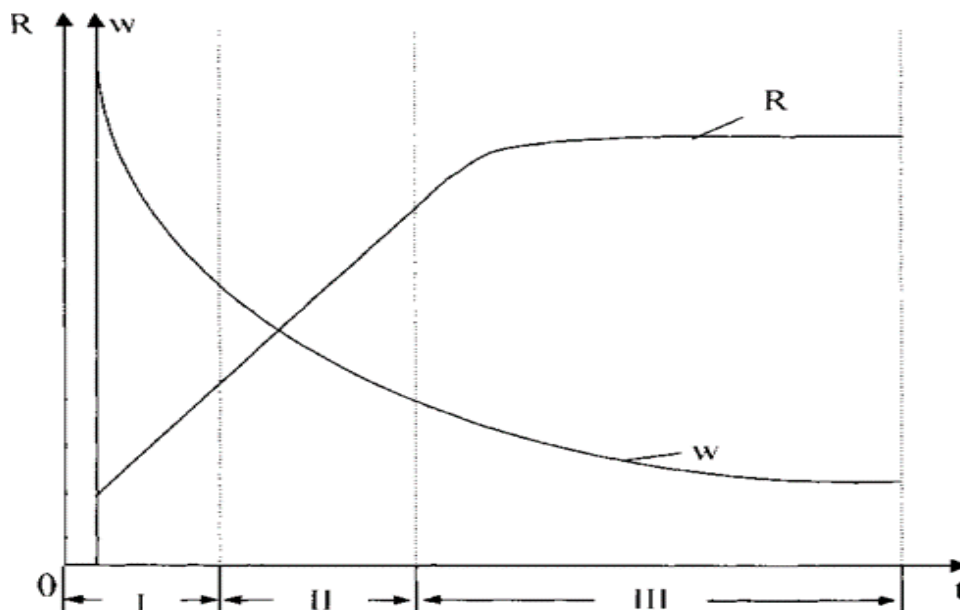


Рис.2.1 Зміна міцності R і пористості w на різних стадіях ущільнення бетонної суміші.

Вібрууцільнення рекомендується проводити [6,7] на частотах $10 \div 25$ Гц при переважно горизонтальних складових напрямків коливань. Стадія характеризується різким збільшенням щільності бетонної суміші..

На другій стадії відбувається зближення частинок суміші і їх обволікання цементним тестом. Тривалість стадії при стандартних ущільнюючих пристроях $120 \div 180$ с в залежно від жорсткості бетонної суміші. Ця стадія характеризується появою великої кількості контактів між зернами, значним видаленням повітря, переміщенням цементного тесту і порівняно малою зміною щільності. Однак саме ця стадія вібрууцільнення зумовлює необхідні властивості бетону. Для інтенсивного протікання даної стадії [6-10] доцільно проводити вібрууцільнення на частотах $40 \div 60$ Гц при переважно вертикальних складових напрямків коливань.

Третя стадія компресійного обтиску в технології збірного залізобетону зазвичай не використовується (так як ефект від неї можна отримати лише при підвищенні статичного тиску, наприклад застосування пневмопрігруза). Застосування

високих тисків дозволяє заповнити цементним тестом порожнечі в заповнювачі, більш рівномірно розподілити парову воду і обжати контакти між зернами.

При формоутворенні, що протікають одночасно з ущільненням, надається виготовленому виробу певну конфігурацію і заданий геометричний розмір. Формоутворення при використанні жорстких сумішей закінчується головним чином на другій стадії [10-12]. З вищевикладеного видно, що процес віброущільнення бетонної суміші на різних стадіях підпорядковується різним закономірностям зважаючи на значні зміни її реологічних властивостей в процесі віброущільнення, зокрема - міцність бетонної суміші R зростає, а пористість w знижується (див.рисунок 2.1). Тому при створенні вібраційних майданчиків для віброущільнення, синтезі законів зміни параметрів віброколивань, важливе значення має врахування особливостей поведінки бетонної суміші як багатокомпонентного середовища при динамічному впливі на неї. Для оцінки та аналізу процесів, що протікають в бетонній суміші, розроблено [3,8,10,13-15] більше десяти моделей в залежності від стадій ущільнення. Основні з них наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні види моделей бетонної суміші при віброущільненні

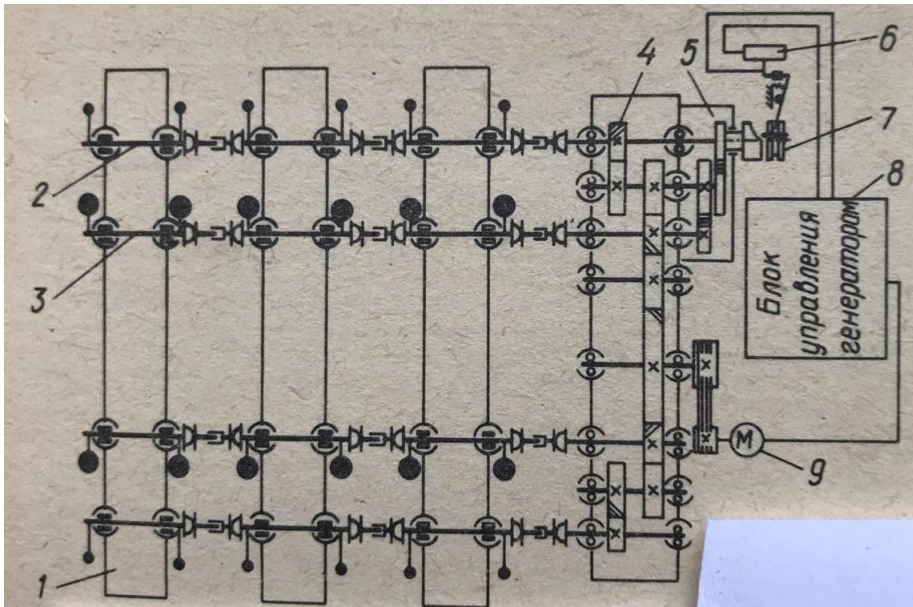
Стадія ущільнення	Моделі бетонної суміші
I	Пружньов'язка, суцільна.Кусково-лінійна пружна. Пружна або пружньов'язка (Кельвіна-Фойгта) Пружньов'язка суцільна. Пружньов'язка, двохфазність (цементне тісто - повітря).
II	В'язка .Двохфазність (великий заповнювач - цементне тісто) В'язка, трифазна Інтегральна суцільна. Багатокомпонентна, дисперсна
III	Пружньов'язка, суцільна Узагальнена

Другим важливим фактором, що визначає перебіг віброуцільнення, є характер вібраційного впливу - гармонійний або ударний. Це обумовлено особливостями конструкції збудника і вібраційних майданчиків [10,16-19].

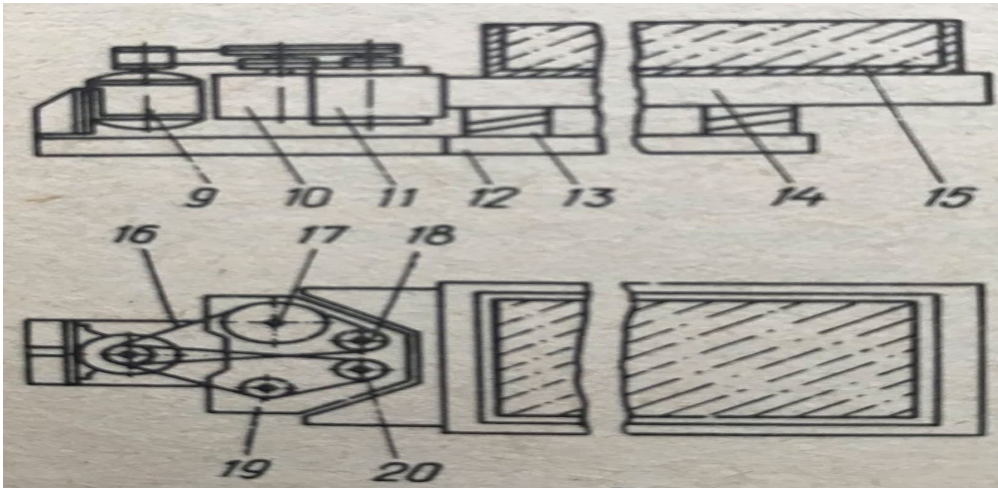
Третя основна причина особливості уцільнення бетонної суміші викликана нелінійністю процесів, що протікають в суміші як в пружньо-в'язкій рідині і, як наслідок, - залежністю характеру процесу уцільнення від співвідношення величин амплітуди A і частоти f коливань. У значній кількості робіт [1,6,7,11,20] створені теоретичні та практичні передумови, які доводять, що значення частоти, амплітуди і напрямки віброколивань є основними факторами, що визначають динаміку процесу віброуцільнення і формують, в кінцевому рахунку, міцність каркасу та властивості бетонних виробів. У великій кількості робіт, зокрема, в [8,10,11,20], показано, що частота, амплітуда і напрямок дії вібрації повинні змінюватися в процесі віброуцільнення.

2.2. Схеми будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінними режимом та параметрами.

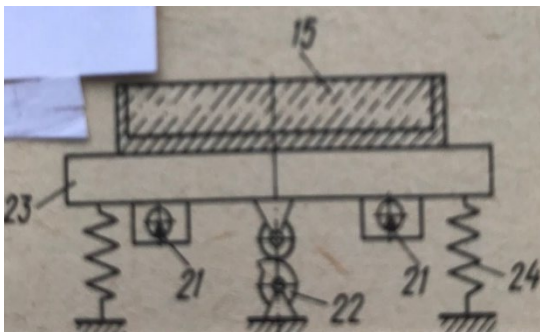
Відмічене вище положення, що при створенні вібраційних майданчиків для віброуцільнення важливим є мати можливість змінювати параметри та режими віброколивань, які підвищують ефективність та зменшення енергії спонукало до розробки пропозицій щодо схем вібраційних майданчиків зі змінними режимами руху (рис.2.1). Вібраційний майданчик зі різною частотою коливань (рис.2.1, а) складається із блоків 1, на кожному із них закріплені по чотири вали з дебалансами. Вали 2 утворюють один вібраційний збудник коливань направленої дії, а вали 3 утворюють другий вібраційний збудник коливань. Синхронне обертання валів забезпечується редуктором-синхронізатором 4, вихідний вал якого приводиться в рух двигуном 9. Різниця передавальних відношень обумовлюється відповідним підбиранням числа зубців редуктора. А фазовий кут дебалансів вимірюється за допомогою пристрою зворотнього зв'язку 5. Необхідний за технологією закон зміни параметрів здійснюється керуючими блоками 6,7,8, які задають необхідний кут та частоту обертання двигуна 9.



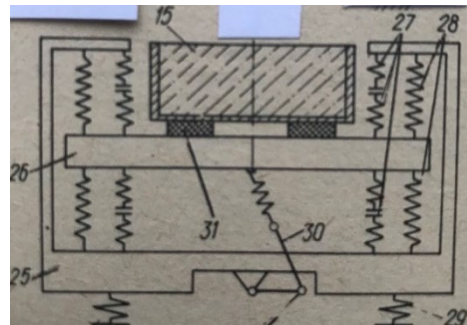
a



б



в



г

Рис.2.2 Схеми вібраційних майданчиків зі змінними режимами руху:
а-із різною частотою коливань; б-полічастотна; в,г- із змінними у часі
параметрами вібрації і удару.

Більш простою являється конструкція полічастотного вібромайданчика із коливаннями в горизонтальній площині (рис.2.1,б), яка складається із рухомої рами 14 коробчастого перерізу, яка встановлюється через пружні опори 13 на раму 12. В торці рухомої рами в трапецевидному гнізді 11 встановлений полічастотний віброзбудник гооризонтальних коливань 10, який з'єднаний із приводним двигуном 9 за допомогою клиноремених передеч 16 таким чином, що між дебалансними валами 17 і 18 передавальне відношення дорівнює двом, а між дебалансними валами 20 і 19 передавальне відношення дорівнює 1,5 при цьому вали 18 і 19 обертаються із однаковою частотою. Пружні опори мають нахил $7-15^{\circ}$ із передбачуваною можливістю регулювання. При роботі віброзбудник коливань забезпечує полічастотні коливання з частотами $\omega_1=1.5\omega$ і $\omega_2=2\omega$. Конструкція вібромайданчика (рис.2.1,в) [] реалізує змінні параметрами вібрації і удару. Вона складається із двох віброблоків 23, які мають вібраційні 21 та ударні 22 механізми. Форма 15 з бетонною сумішшю устанавлюється на два віброблоки, які вібоізолювані від фундаменту пружними елементами 24. Як вібраційні так і ударні механізми приводяться в рух окремими приводами із використанням варіаторів, які забезпечують зміну параметрів в процесі коливань. Вібромайданчик має вантажопіднімальність 2000 кг, частоту коливань $63-350\text{ с}^{-1}$ із амплітудою коливань 0,2-1.4мм та частоту ударів 90-400 уд/хв, потужність 26кВт. Змінні симетричний та асиметричний режими запропоновані в конструктивній схемі вібромайданчика (рис.2.1,г) []. Він представляє собою двомісну схему, в якій одна маса 26 – робочий орган із електромагнітами 31 для утримання форми 15 з бетонною сумішшю. А друга 25 – компенсуюча, яка вібоізолювана від фундаменту пружними елементами 29. Між масами установлені буферні 27 та пружні 28 елементи. Приводом збудника 30 являється двигун 33 із варіатором 32, який дає можливість змінювати оберти в межах 400- 1350 об/хв. Розглянуті схеми конструкції вібромайданчиків

фактично змінюють режими та параметри в сталому фіксованому стані роботи , а не в процесі ущільнення бетонної суміші.

2.3. Обґрунтування необхідності керування вібраційним майданчиком.

Виконаний опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей та приведені схеми будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінним режимом та параметрами засвідчили необхідність керування вібраційним майданчиком. В таблиці 2.2 приведені можливі варіанти установки дебалансів вібраційного майданчика, які реалізують різні положення діючих сил та моментів для керування його роботою у змінному режимі. Як слідує із таблиці за виключенням варіантів 1,2, що є типовими для сталого режиму, варіанти установки дебалансів 3-10 забезпечують складні просторові рухи, використання яких дозволить отримати різні режими з точки зору напрямлення руху вібраційного майданчика. Для забезпечення ефективного й енергоощадного режиму руху вібраційного майданчика, як варіант, можливо за використанням системи автоматизованого керування технологічним процесом.

Виникає необхідність контролювати наступні технологічні параметри: амплітуду та частоту коливань вібраційного майданчика.

Автоматична система керування містить у собі:

- датчик – виробляє сигнал пропорційний зміні параметра;
- прилад-первинний – виробляє сигнал пропорційний зміні сигналу датчика;
- регулятор – формує закон регулювання;- виконавчий механізм – впливає на регулювальний орган;
- трансформатор – призначений для перетворення параметрів, які вимірюються;
- прилад-вторинний
- дублює показники первинного приладу.

Отже, система автоматичного керування складається із двох систем:



- система контролю;

- система регулювання.

Судячи із обов'язкових компонентів використання системи автоматизованого керування вібраційним майданчиком наявності пристроїв для зміни частоти та амплітуди в процесі ущільнення бетонної суміші.

Таблиці 2.2 Можливі варіанти установки дебалансів вібраційного майданчика для керування його роботою у змінному режимі.

№ п/п	Схеми розташування дебалансів	Напрямки силової дії та коливань
1		Кутова сила та кругові коливання
2		Прямолінійно спрямована синусоїдальна сила та направлені коливання
3		Еліптична сила (сума кругової і прямолінійної сил)
4		Синусоїдальний вектор-момент, спрямований перпендикулярно площині рисунку
5		Сполучення моменту і кругової сили
6		Поєднання моменту і спрямованої сили
7		Круговий (рівномірно обертається) вектор-момент, перпендикулярний площині дебаланса
8		Синусоїдально направлений вектор-момент, перпендикулярний осям обертання дебалансов і лежить в їх площині

9		Поєднання кругової сили і кругового моменту
10		Коливний динамічний гвинт, тобто поєднання вектор-моменту і сили, що мають однаковий напрямок і однакову або протилежну фазу. Якщо в правій системі координат фази вектор-моменту і сили однакові, то виникає правий динамічний гвинт, якщо фази протилежні - лівий динамічний гвинт

2.4. Висновки по розділу

- Здійснено опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей, де з'ясовано, що ущільнення бетонної суміші - основна технологічна операція, що визначає значною мірою міцність, якість і довговічність бетону тому що саме вона забезпечує максимальну щільність свіже сформованого бетонного виробу.
- Для моделювання бетонної суміші визначено три типи руху частинок бетонної суміші: індивідуальне (тут відбувається рух окремих частинок заповнювача щодо об'єму ущільнюючої бетонної суміші), загальне (спільне) коливальний рух ущільнюючої і як суцільний системи і рівномірне переміщення частинок від одного положення рівноваги в інше, що відбувається переважно в поверхневому шарі. У зв'язку з цим в процесі віброущільнення виділяють три тимчасових стадії: I - переукладання складових, II - зближення складових, III - компресійний ущільнення (рисунок 2.1).
- Здійснено огляд та аналіз схем будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінними режимом та параметрами. Відмічено, що при створенні вібраційних майданчиків для віброущільнення важливим є мати можливість змінювати параметри та режими віброколивальних, які підвищують ефективність та зменшення енергії. Розглянуті схеми конструкції вібромайданчиків фактично змінюють режими та параметри в сталому фіксованому стані роботи, а не в процесі ущільнення бетонної суміші.
- Виконано обґрунтування необхідності керування вібраційним майданчиком. Приведені можливі варіанти установки дебалансів вібраційного майданчика ((таблиця 2.2), які реалізують різні положення діючих сил та моментів для керування

його роботою у змінному режимі. Виявлено, що виключенням варіантів 1,2, що є типовими для сталого режиму, варіанти установки дебалансів 3-10 забезпечують складні просторові рухи, використання яких дозволить отримати різні режими з точки зору напрямлення руху вібраційного майданчика.

Розділ 3. Дослідження та визначення параметрів керування робочим процесом вібраційного майданчика.

3.1. Технологічна карта зміни частоти і амплітуди віброколивань.

Технологічна карта зміни частоти і амплітуди віброколивань наведеною на рисунку 3.1 (f , A - частота і амплітуда коливань, що змінюються в часі за період T) відображає процес вібраційного ущільнення бетонної суміші. Однак до теперішнього часу не розроблено пристроїв, зручних для практичного застосування і дозволяють автоматично, відповідно до заданої технологічної карти, змінювати технологічні режими віброущільнення - амплітуду, частоту і напрям коливань.

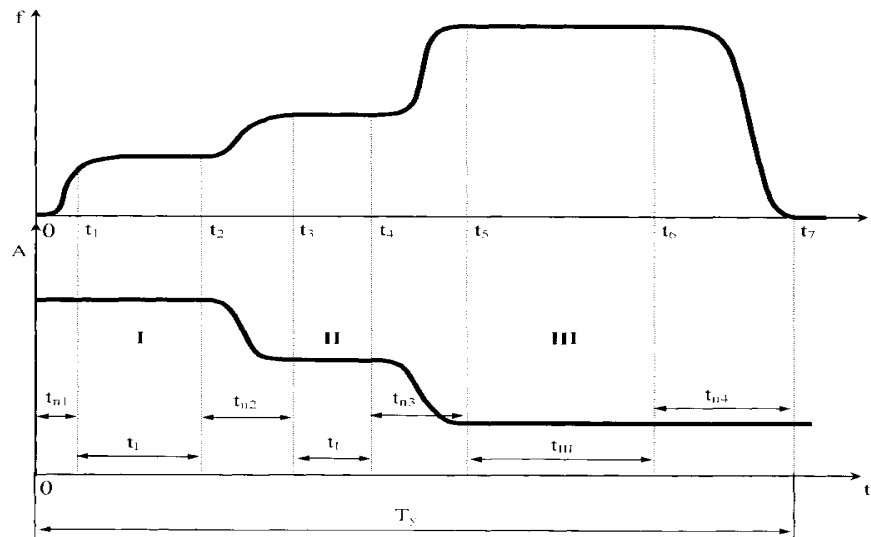


Рис.3.1 Технологічна карта зміни частоти і амплітуди віброколивань.

В роботі [31] запропонований варіант створення віброплощадки для ущільнення бетонних сумішей в формі з віброзбуджувачем, в якому забезпечується автоматичне керування частотою і амплітудою сили, що вимушує. У пристрої використовується два дебалансні збудника. Вібромайданчик містить робочий орган - вібростіл 1 (рисунок 1.3.1), опалубку з бетонної сумішшю 2, встановлену на робочому органі.

3.2 Визначення та дослідження параметрів вібромайданчика для керування його роботою при ущільненні бетонної суміші.

Аналізуючи результати, отримані в попередніх розділах, можна приходимо до висновку, що для підвищення якості бетонних виробів, у виробництві яких застосовуються вібромайданчики є забезпечення наступних вимог. Основна вимога до умов ущільнення бетонної суміші [6,11] полягає в тому, щоб при ущільненні створити умови, при яких частки суміші займуть найбільш стійке відносно один одного положення, що виключить розшарування суміші і забезпечити досягнення коефіцієнта ущільнення значення не менше 0.98. Для виконання цієї вимоги необхідно створити схему програмного керування амплітудою і частотою коливань вібромайданчика з відповідним кутом напрямків руху і частотою коливань ущільнюваної бетонної суміші. Саме напрямком коливань істотно впливає на перерозподіл фракцій, що входять в склад бетонної суміші. [7,9.1 1]. Сукупність частоти і амплітуди A коливань визначає інтенсивність вібраційного впливу, яку розрізняють [5] на два види - інтенсивність щодо прискорення I_a і інтенсивність по потужності I_N :

$$\begin{aligned} I_a &= A\omega^2, \\ I_N &= A^2\omega^3, \end{aligned} \quad (3.1)$$

Вибір виду інтенсивності визначається технологічними особливостями режиму: так I_a рекомендується [5] використовувати при оцінці режимів роботи діючих вібромайданчиків з вертикальними коливаннями, перевірки їх в процесі виготовлення виробів і відпрацювання режимів формування. Інтенсивність I_N використовують при проектуванні нових вібромайданчиків і відпрацювання технологій масового виробництва виробів з жорстких бетонних сумішей.

В якості критерію ефективності віброущільнення при управлінні напрямком коливань будемо використовувати питому потужність коливань P (див. залежності 1.5 і 1.6), проекції якої на ортогональні осі визначаються за формулами:

а) для вертикальних коливань. $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-3}$:

$$P_{\epsilon} = k_0^{\epsilon} \cdot k_1^{\epsilon} \cdot U_{\epsilon}^2 \cdot \omega^3, \quad (3.2)$$

б) для горизонтальних коливань, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-3}$:

$$P_z = k_0^z \cdot k_1^z \cdot U_z^2 \cdot g \cdot f_m \cdot \omega, \quad (3.3)$$

де $k_0^z k_1^z$, і $k_0^{\epsilon} k_1^{\epsilon}$; - емпіричні поправочні коефіцієнти [12], що залежать від будови машини і співвідношення мас утворюючих її елементів [5], при вертикальних і горизонтальних коливаннях робочого органу відповідно; U_{ϵ} і U_z , - амплітуди вертикальних і горизонтальних коливань робочого органу. м; ω - кутова частота вібрації, с^{-1} ; g - прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$; f_m - коефіцієнт тертя бетонної суміші по металу, $f_m = 0,1 \dots 0,12$.

З огляду на, що розробляється установка має можливість зміни кута γ напрямку коливань робочого органу в процесі ущільнення, вважаємо за доцільне ввести поняття P_{cp} :

$$P_{cp} = \sqrt{P_{\epsilon}^2 + P_z^2} = U \cdot \omega \cdot \sqrt{(k_0^{\epsilon} \cdot k_1^{\epsilon} \cdot U)^2 \cdot \sin^4 \gamma \cdot \omega^3 + (k_0^z \cdot k_1^z \cdot \cos \gamma \cdot g \cdot f_m)^2}, \quad (3.4)$$

де U - амплітуда коливань робочого органу, м: $U = \sqrt{U_{\epsilon}^2 + U_z^2}$

На основі робіт по дослідженню технологічних особливостей процесу віброущільнення бетонної суміші [] сформулюємо основні технологічні вимоги до системи автоматичного управління частотою і амплітудою коливань бетонної суміші:

1. Час віброущільнення $T_y = 20 \dots 30 \text{с}$.
2. Мінімальна число змін значення частоти і амплітуди коливань (переходів з одного значення на інше) - 3.
3. Відношення між значеннями амплітуди і частоти визначається з умови сталості (або зміни за певним законом) інтенсивності коливань.
4. Перехід з одного значення частоти (амплітуди) на інший повинен носити монотонний характер.

Припустимо, що програмна траєкторія $f = F(t)$ має три ступені зі значеннями частот $f_{\min}, f_{cp}, f_{\max}$ (див. технологічну карту зміни частоти і

амплітуди віброколивань, рис.3.1). У ній можна виділити три технологічних циклу з сумарним часом виконання технологічної операції віброуцільнення

$$T_m = t_1 + t_n + t_m$$

і чотири відрізка часу переходу з однієї швидкості на іншу з сумарним часом допоміжних операцій

$$t_s = t_{n1} + t_{n3} + t_{n4}.$$

Ці допоміжні операції можуть бути використані і в якості основних - для створення технологічно необхідного тимчасового закону переходу з однієї частоти вібрації на іншу.

Система автоматичного програмного керування напрямком і частотою коливань бетонної суміші повинна забезпечувати наступні технологічні вимоги [1,2,5-7] процесу віброуцільнення:

1. Час віброуцільнення (за даними робіт [5,6] для жорстких сумішей приймається 3-4Ж, де Ж-жорсткість бетонної суміші, сек.) $T_y = 60 \dots 120$ с.

2. Мінімальна число переходів з одного значення напрямки коливань на інше - 5 при стабілізації потужності віброуцільнення в технологічно необхідних межах [6].

3. Монотонність зміни кута напрямки коливань ущільнення бетонної суміші.

Завдання автоматичного управління частотою і амплітудою, напрямом і

частотою віброколивань є багатокритеріальною і полягає в наступному:

- необхідно здійснювати синхронне стеження за обертанням дебалансів збудника у всьому необхідному діапазоні зміни частоти вібрації;
- необхідно мінімізувати час допоміжних операцій переходу збудника з одного технологічного режиму вібрації на інший;
- синтезовані системи повинні володіти простотою конструкції і надійністю в експлуатації.

3.3. Висновки по розділу.

1. Виявлено, що сновна вимога до умов ущільнення бетонної суміші полягає в тому, щоб при ущільненні створити умови, за яких частки суміші займають

найбільш стійке відносно один одного положення, що виключить розшарування суміші і забезпечити досягнення коефіцієнта ущільнення значення 0.98

2. Необхідно створити схему програмного керування амплітудою і частотою коливань вібромайданчика з відповідним кутом напрямків руху і частотою коливань ущільнюваної бетонної суміші. Саме напрямок коливань істотно впливає на перерозподіл фракцій, що входять в склад бетонної суміші.

3. Сукупність частоти і амплітуди коливань вібромайданчика визначається інтенсивністю вібраційного впливу, яка має два види - інтенсивність щодо прискорення і інтенсивність по потужності.

4. Отримані аналітичні залежності для визначення питомої потужності коливань (3.2 та 3.3) та середньоквадратичної потужності ущільнення бетонної суміші (3.4) і визначені числові значення параметрів керування робочим процесом вібраційного майданчика.

Розділ 4. Конструкторська частина. Розробка схем керування робочим процесом вібраційного майданчика

4.1. Формування функціональної схеми автоматизації технологічного процесу зміни параметрів.

Функціональною схемою системи називається символічна модель системи, що представляє її умовне зображення у вигляді геометричних фігур, з'єднаних між собою відповідно до функціонування системи(рис.4.1).

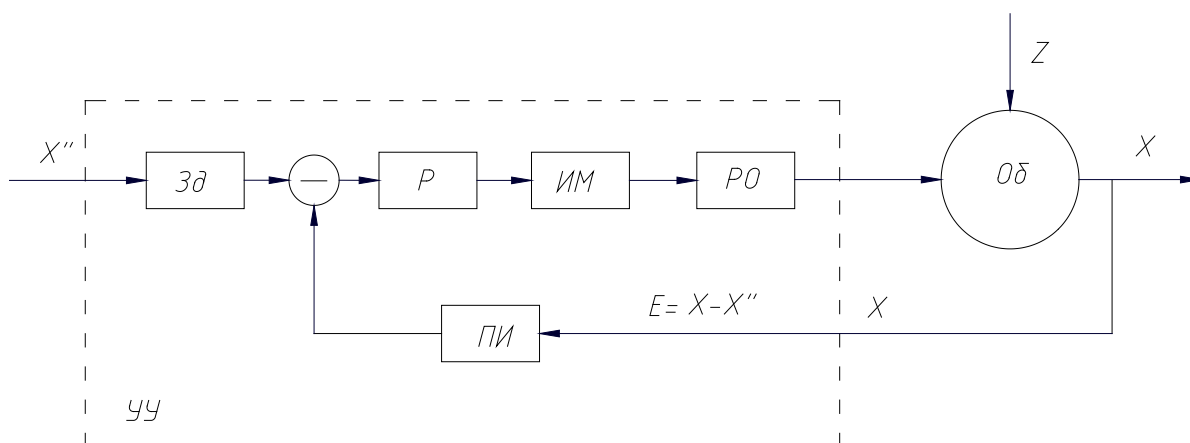


Рис. 4.1. Функціональна схема автоматизації технологічного
процесу зміни параметрів.

Функціональна схема складається із таких основних елементів: ПВ - первинний вимірник; Р - регулятор; Зд - задатчик; ВМ - виконавчий механізм; РО - регулювальний орган; ПП - підсумовуючий пристрій. Ці складові частини являють собою: КП - керуючий пристрій; X^0 - заданий сигнал; X - вихідний сигнал; Об - об'єкт керування; Z - сигнал зовнішній; E - сигнал помилки, $E = x - x^0$. Вказані елементи мають наступне призначення. Первинний вимірник - це прилад, що служить для виміру поточного значення керованого параметра X і перетворення його в сигнал, зручний для використання в системі керування. На вхід первинного вимірника подається інформація про поточний стан об'єкта X, а на виході первинного вимірника з'являється сигнал, пропорційний вхідному.

Функціональний ПВ представляє із себе амперметр. З виходу, якого, з'являється потенціал зі зміною струму діючого на нього. Після виходу з датчика

електричний сигнал надходить у підсумовуючий пристрій. Порівнюючий пристрій, - служить для порівняння поточного (реального) значення керованого параметра X з його заданим значенням X^0 . Входами в пристрій, що порівнює, є сигнали X й X^0 , а виходом - сигнал похибки $E = X - X^0$.

Задатчик - служить для завдання мети керування, тобто заданого значення X^0 , керованого параметра X або необхідного закону зміни цього X у часі таким чином, щоб досягалася мета керування, що передбачено системою автоматичного керування й об'єктом. На вхід задатчика подається інформація у вигляді мети керування, що повинна бути досягнута системою. На вході задатчика з'являється сигнал у вигляді завдання X^0 і закону його зміни, $U_{\text{зад}}$.

Регулятор (Р) - основний блок системи автоматичного керування, що здійснює логічний аналіз ситуації й виробіток типу керування для впливу на об'єкт залежно від значення сигналу похибки E .

Виконавчий механізм - служить для перетворення сигналу з виходу регулятора в енергію руху регульовального органа. Це електромеханічний силовий блок. Регульовальний орган - служить для безпосереднього впливу на об'єкт і зміни його стану таким чином, щоб відповідно до сигналу керування регулятор об'єкта виконував варту перед ним завдання. Вхідним сигналом є енергія руху. Вихідним - безпосередній фізичний вплив на об'єкт

4.2. Аналіз практичних засобів керування робочим процесом вібротрансмісера

4.2.1 Оцінка системи управління електроприводом

Процес керування роботою вібротрансмісером найбільш ефективним і дієвим є в тих системах, що працюють в резонансному режимі. Пояснюється це тим, що висока чутливість до зміни параметрів робить їх такими, які легко піддаються регулюючим діям, тобто вони (резонансні вібротрансмісери) є чудовими об'єктами автоматичного регулювання.

Можна відмітити наступні аспекти керування роботою резонансних вібромайданчиків:

- автоматичне утримання вібромайданчика резонансного типу в зоні резонансу при змінних умовах роботи;
- автоматична стабілізація (або зміна) амплітуди коливань робочого органу вібромайданчика при змінних умовах роботи;
- автоматичне забезпечення сінфазності або наперед заданої різності фаз змушуючи вібрацій двох або декількох спільно працюючих віброзбудників;
- програмне управління роботою вібромайданчика, включаючи корегування програми в залежності від досягаємих результатів;
- автоматичний контроль, ступеню ущільнення бетонної суміші.

При різноманітних способах регулювання режимів роботи резонансних вібромайданчиків пред'являються різні вимоги до систем автоматизованих електроприводів. У вібромайданчиках, управління режимом роботи яких відбувається за рахунок зміни частоти змушуючої сили, можуть бути використані різноманітні системи регулюємих електроприводів з двигунами постійного і змінного струму, які працюють в тривалому або повторно-короткочасному режимі. В цих машинах частота змушуючої сили регулюється за рахунок зміни швидкості приводного електродвигуна.

В машинах, режим роботи яких регулюється зміною власної частоти резонансної системи, в якості приводного двигуна обертання дебалансів застосовуються нерегулюємі електроприводи, як правило, асинхронні короткозамкнені двигуни. Власна частота системи регулюється допоміжним нерегулюємим електроприводом, який працює в імпульсному або короткочасному режимі.

При виборі системи регулюємого електропривода доцільно розглянути системи, які застосовуються для привода механізмів, з так званою вентиляторною характеристикою, тобто $M_c = k\omega^2$, де M_c – момент навантаження, k – постійний коефіцієнт. Однак із застосуванням резонансних

машин виникають певні додаткові вимоги до системи електропривода. Основні з них наступні: простота, надійність, висока плавність регулювання, значний початковий пусковий момент. Ці вимоги пов'язані з тим, що резонансні машини часто працюють в дуже важких умовах. Вимоги високої плавності регулювання пояснюються необхідністю точного підтримування потрібної величини коливань в умовах високої чутливості системи. Момент ваги дебаланса представляє собою нерівномірне навантаження в межах одного оберту. Тому приводний двигун повинен розвивати значний початковий пусковий момент. Із ряду можливих систем регулюємих приводів розглянемо декілька найбільш простих та надійних.

4.2.2 Системи з короткозамкненим асинхронним двигуном.

Ці системи найбільш перспективні, так як по вартості, простоті конструкції і надійності асинхронні короткозамкнені двигуни знаходяться поза конкуренцією.

Механічна характеристика асинхронного двигуна (за умови знехтування активним опором перетворювача напруги, який включається в ланцюг статора) може бути побудована на основі виразу [16]:

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\kappa}}{\frac{S}{S_{\kappa}} + \frac{S_{\kappa}}{S}}, \quad (4.1)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{\kappa} &= \frac{0,153}{\omega_c} \cdot \frac{U_{\phi}^2}{r_1 \pm \sqrt{r_1^2 + (x_{\kappa} + x_{\text{д}})^2}}; \\ S_{\kappa} &= \pm \frac{r_2'}{\sqrt{r_1^2 + (x_{\kappa} + x_{\text{д}})^2}}; \quad \omega_c = \frac{2\pi f}{p}, \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

де r_1 – активний опір фази;

r_2' – приведений вторинний опір фази;

x_{κ} – індуктивний опір короткого замикання;

x_{δ} – додатковий індуктивний опір в фазі двигуна;

ω_c – синхронна кутова частота;

U_{ϕ} – фазова напруга мережі;

f – частота мережі;

p – число пар полюсів.

Із приведених виразів видно що швидкість двигуна можна регулювати за допомогою перетворювача, який змінює частоту або напругу.

В зв'язку з тим, що перетворювачі частоти складні та дорогі, зупинятися на цій системі не будемо, не дивлячись на її високі показники.

Розглянемо систему з регулюванням швидкості за рахунок зміни напруги за допомогою перетворювача, в ролі якого виступає трифазний дросель насичення (ДН), який включається в статорний ланцюг двигуна. На рис.4.2, а зображена принципова схема включення ДН, а на рис.4.2, б приведені механічні характеристики двигуна $M_{об} = f_1(\omega)$ і навантажувальна характеристика резонансної системи $M_c = f_2(\omega)$.

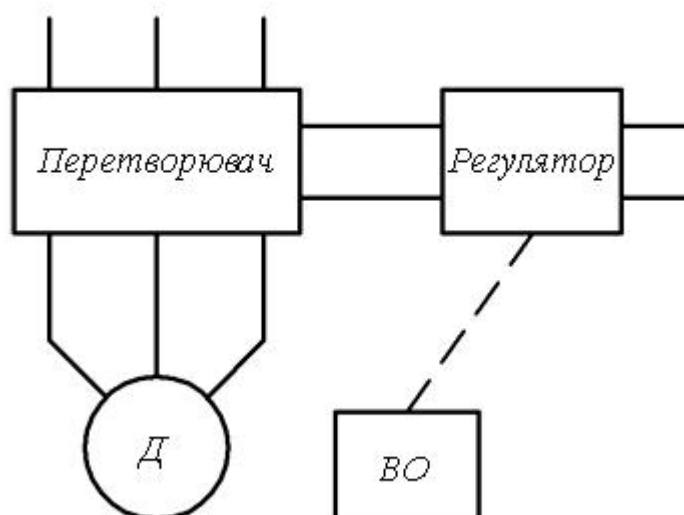


Рис.4.2. Регулювання асинхронного двигуна без зворотних зв'язків зміни напруги на його статорі: а) блок-схема; б) механічні характеристики резонансної машини

ДН знаходять широке застосування в електроприводах, де потребується регулювання в діапазоні 2 : 1. Вони дуже зручні для використання в САК, так як дозволяють регулювати по декільком параметрам. Напруга на виході ДН залежить від ступеню його підмагнічування. Зі збільшенням підмагнічування напруга на виході ДН зростає.

Двигуни нормального виконання при використанні їх в розімкненій системі регулювання дозволяють отримати невеликий діапазон регулювання. Для розширення діапазону рекомендується використовувати двигуни підвищеного ковзання і зворотні зв'язки по швидкості, струму і напрузі.

Доцільність використання того чи іншого зворотного зв'язку вирішується в залежності від потреби мого діапазону регулювання, типу двигуна, наявності агресивного середовища і т. д. Простота і надійність використаних в ньому вузлів дозволяють отримати систему з високими експлуатаційними і енергетичними показниками.

Недоліками системи є: необхідність підвищення потужності двигуна через втрати напруги в ДН, погіршення енергетичних показників при збільшенні діапазону регулювання, збільшення ваги і габаритів системи в цілому за рахунок наявності ДН.

В даний час фірма AEG (Німеччина) впроваджує перетворювачі, побудовані на базі тиристорів для зміни продуктивності живильників. Такі перетворювачі дещо поступаються ДН по надійності, але мають менші габарити і вагу та дозволяють отримати більш високі енергетичні показники системи в цілому за рахунок меншого падіння напруги на тиристорі в порівнянні з ДН.

Застосування від'ємного зворотного зв'язку по швидкості дозволяє значно розширити діапазон регулювання і отримати більш жорсткі характеристики в порівнянні з системою без зворотних зв'язків. На рис.4.3 приведена схема включення тахогенератора в ланцюг регулятора і перетворювача.

Системи з індукторними муфтами ковзання (ІМК) знайшли широке застосування за кордоном. ІМК складається з двох напівмуфт, одна з яких встановлюється на валу асинхронного короткозамкненого двигуна, а інша на валу резонансної машини.

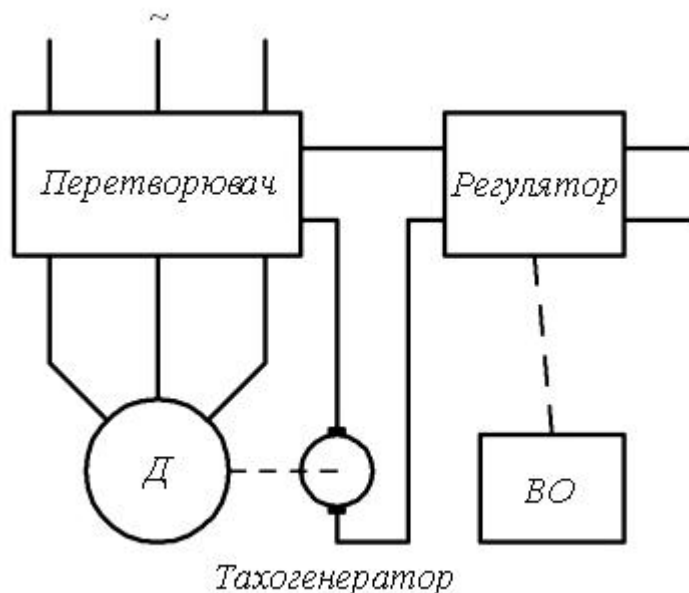


Рис.4.3. Регулювання асинхронного двигуна зі зворотним зв'язком по швидкості шляхом зміни напруги на його статорі.

Так, процеси, які проходять в веденій напівмуфті ІМК аналогічні процесам, які відбуваються в асинхронному двигуні, який працює в режимі динамічного гальмування. Тому вираз для механічної характеристики можна записати в наступному вигляді:

$$M_{\text{ос}} = \frac{m}{9,81\omega_c} \cdot \frac{(I_s x_\mu)^2 \frac{r'_2}{S}}{\left(\frac{r'_2}{S}\right)^2 + (x'_2 + x_\mu)^2}, \quad (4.3)$$

де m – число фаз, а параметри r'_2 , x'_2 , x_μ аналогічні відповідним параметрам асинхронної машини в режимі динамічного гальмування. Величина моменту, який передається ІМК, збільшується зі зростанням струму підмагнічування. Величина критичного ковзання ІМК лежить в межах 0,5...1. механічні

характеристики ІМК на робочій ділянці аналогічні характеристикам системи з ДН (див. рис.4.2).

Ця система дозволяє простими засобами забезпечити плавне регулювання швидкості в потрібному діапазоні і дуже зручна для використання в САК. Загальна встановлена потужність і вага приблизно дорівнюють 200% від нерегулюємого привода, так як потужність муфти приблизно дорівнює потужності двигуна. Енергетичні показники достатньо високі, внаслідок малих втрат (ККД привода в цілому визначається добутком ККД двигуна і муфти).

4.2.3 Системи з двигунами постійного струму.

Швидкість приводів резонансних вібротрибун з двигунами постійного струму можна регулювати зміною напруги на якорі або струму збудження. Існує велика кількість різних систем регулювання, які мають великий діапазон регулювання і високі енергетичні показники. Бурхливий розвиток силової напівпровідникової техніки, в особливості тиристорів і діодів, дозволив створити статичні регулюємі випрямлячі, які мають малі габарити, вагу і вартість і більш високі енергетичні показники, ніж у генераторів, що обертаються. Механічну характеристику двигуна постійного струму можна записати, використовуючи відомий вираз:

$$\omega = \frac{U}{k_E \Phi} - \frac{r_{я.ц}}{k_E k_M \Phi^2} M_{об}, \quad (4.4)$$

де U – напруга мережі;

Φ – магнітний потік;

$r_{я.ц}$ – опір ланцюга якоря;

k_E, k_M – постійні коефіцієнти.

Цей вираз підходить для будь-якого способу і будь-якої системи регулювання з двигунами постійного струму. В системі “генератор – двигун” під

U будемо розуміти електрорушійну силу на затискачах генератора, а $r_{я.ц}$ – опір якоря двигуна і генератора. В системі “керуємий випрямляч – двигун” під U будемо розуміти напругу на виході випрямляча, а $r_{я.ц}$ вміщує опір переходу тиристорів і активний опір дроселя (для випрямляча, побудованого на тиристорах) або активний опір дроселя насичення і падіння напруги на діодах (для випрямляча, побудованого на дроселі ті діодах).

При регулюванні швидкості за рахунок зміни величини магнітного потоку схема включення двигуна приведена на рис.4.4. Як видно з виразу (4.4) при зміні магнітного потоку і постійній напрузі на якорі швидкість змінюється тільки вгору від номінальної і супроводжується збільшенням нахилу механічної характеристики. Система в цілому проста, надійна, має гарні енергетичні показники і забезпечує плавне регулювання швидкості за допомогою малопотужного регулятора, який зручно вмонтувати в САК. Недоліком системи є зниження допустимого струму при зменшенні магнітного потоку.

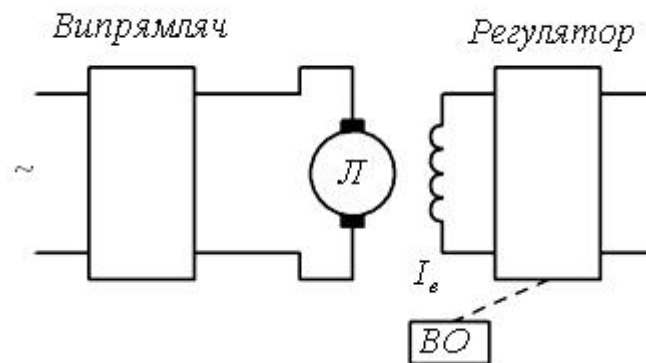


Рис.4.4. Регулювання двигуна постійного струму з незалежним збудженням шляхом зміни струму збудження.

Регулювання швидкості за рахунок зміни напруги на якорі двигуна може бути реалізоване шляхом використання регуляторів напруги, які обертаються в системі “генератор – двигун”, і статичних в керуємій системі “випрямляч – двигун”. Механічна характеристика системи “генератор – двигун” записується рівнянням (7.19), де під U розуміють електрорушійну силу генератора.

На рисунку 4.5 представлені принципова схема регулювання двигуна постійного струму в системі “генератор – дросель”. Швидкість двигуна регулюється зміною електрорушійної сили генератора при зміні його магнітного потоку. Ця система забезпечує плавне регулювання швидкості в широкому діапазоні, має достатньо високі енергетичні показники, однак велика кількість зайнятих в ній машин знижує надійність системи в цілому і збільшує її габарити і вартість.

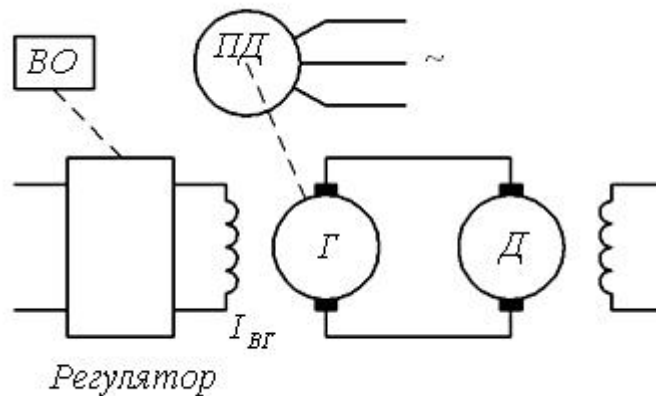


Рис.4.5. Регулювання двигуна постійного струму в системі “генератор – дросель”

Системи регулювання “керуємий випрямляч – двигун”, які з’явилися пізніше, успішно витісняють системи “генератор – двигун” в різних галузях промисловості [8]. Найбільше розповсюдження отримали керуємі випрямлячі, побудовані на базі тиристорів, однак розповсюдження знаходять і керуємі випрямлячі, побудовані на базі дроселів насичення і діодів.

Беручи в загальному випадку, що двигун живиться від силового трансформатора, а послідовно з якорем включений дросель з нескінченно великим індуктивним опором, і нехтуючи комутацією, а також падінням напруги у вентилях, запишемо відомий вираз для механічної характеристики:

$$\omega = \frac{E_0 \cos \alpha_0}{k_E \Phi} - \frac{\frac{m}{2\pi} x_{mp} + r_{mp} + r_{op} + r_{я}}{k_E k_M \Phi^2} M_{об}, \quad (4.5)$$

де α_p – кут відпирання вентилів;

E_0 – електрорушійна сила при $\alpha_p = 0$;

m – число фаз;

$r_{op}, r_{mp}, r_{я}$ – активні опори дроселя трансформатора і якоря;

x_{mp} – індуктивний опір трансформатора.

Вигляд механічних характеристик на робочій ділянці аналогічний характеристикам системи “генератор – двигун”. Схема включення двигуна при живленні керуемого випрямляча від трифазної мережі змінного струму приведена на рисунку 4.6..



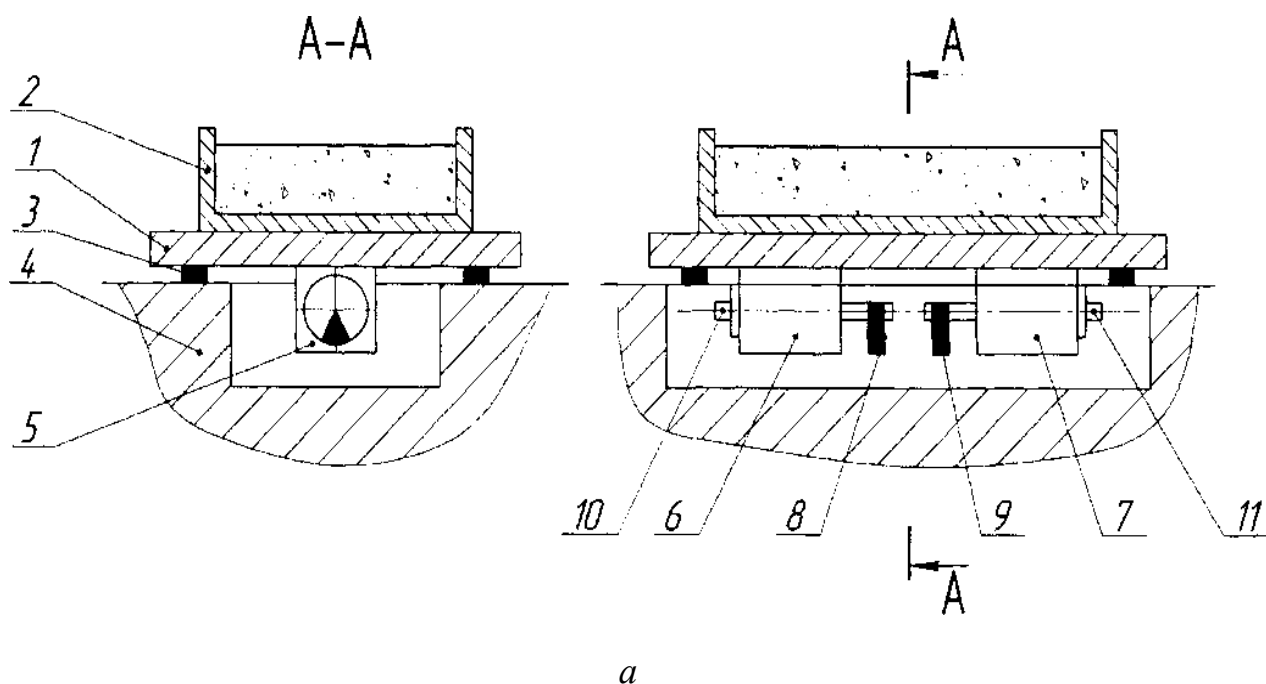
Рис.4.6 Схема регулювання двигуна постійного струму з незалежним збудженням який живиться від керуемого випрямляча.

Ця система забезпечує плавне регулювання в великому діапазоні. Вона дещо складніша системи “генератор – двигун”, габарити і вага менші, а енергетичні показники вищі, ніж у системи “генератор – двигун”.

4.3. Розробка схеми вібраційного майданчика з керуванням робочого процесу ущільнення бетонної суміші.

Виконаний огляд та аналіз побудови функціональної схеми автоматизації технологічного процесу зміни параметрів (рис.4.1) та існуючих практичних засобів керування робочим процесом вібромайданчика (рис.4.2)- (рис.4.6) дозволив розробити схему вібромайданчика та структурну схему системи автоматичного керування амплітуди і частоти коливань.

Вібромайданчик (рис. 4.7,а) за допомогою пружних елементів, віброізолюється від фундаменту. На нижній частині рами вібромайданчика закріплений збудник коливань з двома співвісно встановленими керованими асинхронними двигунами.



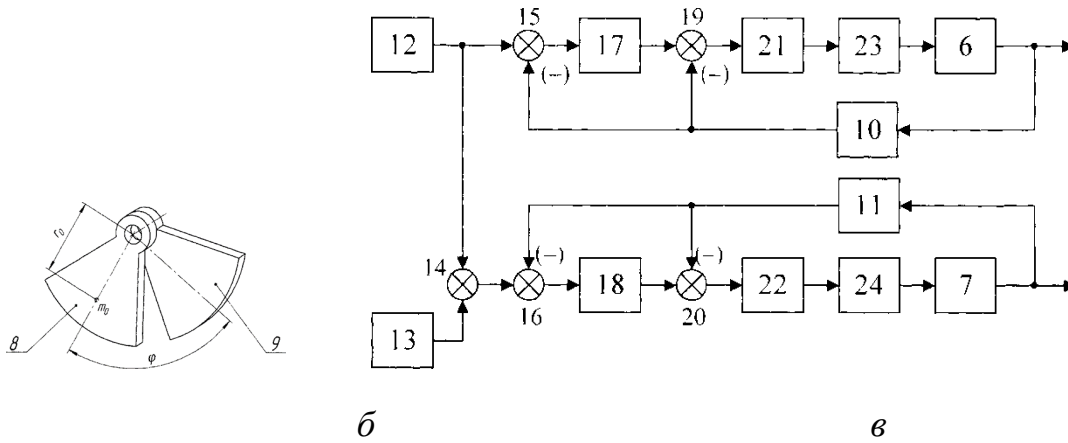


Рис. 4.7 Вібромайданчик з керуванням амплітуди і частоти коливань:
 а – загальний вигляд; б – схема установки дебалансів; в- структурна схема системи автоматичного керування: 1- рама; 2- форма з бетонною сумішшю; 3- пружні елементи; 4 – фундамент; 5- збудник коливань; 6 і 7 - асинхронні двигуни; 8 і 9- дебаланси; 10 і 11- датчики кута повороту; 12- задатчик частоти коливань; 13- задатчик амплітуди коливань; 14- блок підсумовування; 15, 16, 19 і 20 - вузли порівняння; 17 і 18 - інтегральні регулятори; 21 і 22 - диференційні регулятори; 23 і 24 - частотні силові перетворювачі.

Вібромайданчик за допомогою пружних елементів, віброізолюється від фундаменту. На нижній частині рами вібромайданчика закріплений збудник коливань з двома співвісно встановленими керованими асинхронними двигунами. На валу першого двигуна встановлений дебаланс, на валу другого - дебаланс. Двигуни оснащені датчиками кута повороту. Дебаланси мають однакову масу m_0 . Вони розташовані на одній осі, їх відносне кутове положення визначається кутом φ (рис.4.7,б).

Вібробудник вібромайданчика оснащений системою автоматичного управління (рис. 4.7,в), яка забезпечує синхронне обертання валів двигунів і, крім того, дозволяє при цьому автоматично стабілізувати відносний кут φ . Зміна величини φ викликає варіацію наведених значень еквівалентного моменту інерції дебаланса і величини змушуючої сили. Частота цієї сили визначається швидкістю обертання дебалансів. Ця швидкість задається і стабілізується приведеною системою управління.

Процес керування вібромайданчиком здійснюється в такий спосіб. За заданим законом зміни частоти коливань $v_{зад}$ і амплітуди коливань $X_{зад}$ для процесу ущільнення бетонної суміші на виході задатчика частоти 12 формується

сигнал завдання кута повороту вала першого двигуна $\alpha_{1зад} = \psi(v_{зад})$, а на виході датчика амплітуди 13 формується сигнал завдання кута неузгодженості дебалансу $\varphi_{зад} = \psi(X_{зад})$ далі сигнал $\varphi_{зад}$ підсумовується з $\alpha_{1зад}$ в вузлі підсумовування 14, що дає на його виході сигнал завдання кута повороту вала другого двигуна $\alpha_{2зад}$. Вихідні сигнали з датчика 12 і суматора 14 надходять відповідно на входи стежать приводів першого і другого двигунів. Сигнал з виходу суматора 15 подається на вхід інтегрального регулятора 17, який необхідний для додання стежить системі необхідної швидкодії. Сигнал з виходу суматора 19 надходить на вхід пропорційно диференціального регулятора 21, який призначений для компенсації найбільшою постійної часу об'єкта управління. Сигнал з регулятора 21 подається на вхід частотного силового перетворювача 23, який змінює частоту і амплітуду напруги живлення асинхронного двигуна 6 і тим самим регулює його швидкість обертання і кут повороту вала двигуна і, відповідно, кут повороту дебаланса 8. На виході першого двигуна формується дійсне значення кута повороту його вала α_1 яке контролюється за допомогою датчика 10. Сигнал з виходу суматора 16 подається на вхід інтегрального регулятора 18, який необхідний для додання стежить системі требуемого швидкодії. Сигнал з виходу суматора 20 надходить на вхід пропорційно-диференціального регулятора 22, який призначений для компенсації найбільшою постійної часу об'єкта управління.

Сигнал з регулятора 22 подається на вхід частотного силового перетворювача 24, який змінює частоту і амплітуду напруги живлення асинхронного двигуна 7 і тим самим регулює його швидкість обертання і кут повороту вала двигуна і, відповідно, кут повороту дебаланса 9. На виході другого двигуна формується дійсне значення кута повороту його вала α_2 , яке контролюється за допомогою датчика 11. Різниця α_1 і α_2 дає дійсний кут φ розведення дебалансів 8 і 9 (рис.4.7,б), який повинен бути близьким за значенням з $\varphi_{зад}$. Дебаланси 8 і 9 обертаються синхронно з рівною швидкістю. Величина швидкості їх обертання визначається датчиком частоти 12. Значення кута φ розведення дебалансів

(рис.4.7,б) підтримується автоматично при обертанні дебалансів і може бути змінено за допомогою задатчика 13. В результаті автоматично регулюються частота і амплітуда коливань вібромайданчика.

4.4 Висновки по розділу

1.Визначено формування функціональної схеми автоматизації технологічного процесу зміни параметрів.

2. Здійснено аналіз практичних засобів керування робочим процесом вібромайданчика шляхом оцінки: системи управління електроприводом; системи з короткозамкненим асинхронним двигуном; системи з двигунами постійного струму.

3. Здійснена розробка схеми вібраційного майданчика з керуванням робочого процесу ущільнення бетонної суміші.

Розділ 5. Техногенна безпека

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного майданчика

При роботі вібраційного майданчика найбільш небезпечними являються шум, вібрація, і можливість ураження електричним струмом.

Шум визначається як безпорядкове сполучення різних по частоті і силі звуків. Віброуючі частини вібраційного майданчика викликають коливання повітря дотичного до них. Ці коливання частинок повітря при проходженні звукової хвилі викликають почергове стискання і розрядження, і тиск в даній точці простору становиться більшим або меншим атмосферного. Різниця між цим коливним тиском і атмосферним називається звуковим тиском. Згідно санітарних норм встановлені допустимі рівні звукового тиску в діапазоні частоти 45...1300 Гц і восьми октавних смуг. Значення рівня L_0 інтенсивності звука, що нормуються, для постійних робочих місць і робочих зон виробничих приміщеннях на території підприємства наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Значення рівня інтенсивності звука

$f_{cm}, Гц$	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_0, дБ$	99	92	86	83	80	78	76

де f_{cm} – середнє геометричне значення активної смуги

В залежності від місць впливу розрізняють загальну вібрацію, що передається на опорні частини тіла людини, яка стоїть, і місцеву вібрацію, що передається на кісті рук (наприклад від важелів управління). Загальна вібрація нормується в межах частот 0,7...89 Гц, а місцева – 5,7...1400 Гц. Більш великі значення нормованих величин для місцевої вібрації пояснюється доброю віброізолюючою здатністю руки.

Розглядаючи вібраційний майданчик, як джерело шуму і вібрації, визначаємо заходи по найбільшому зниженню їх рівня згідно норм, що створює більш сприятливі умови для роботи персоналу на ділянці роботи майданчика.

Небезпечні та шкідливі виробничі чинники за природою дії поділяються на такі групи: фізичні, хімічні та психофізіологічні.

До **фізичних** небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена чи понижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони; підвищений рівень шуму, вібрацій, підвищені чи понижені барометричний тиск, вологість;

відсутність чи нестача природного світла; недостатня освітленість робочої зони;

підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на:

- загальнотоксичні, що викликають отруєння всього організму;

- подразнюючі, що викликають подразнення дихального тракту та слизових оболонок;

- сенсibiliзуючі, що діють як алергени.

До психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження органів чуття, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Аналіз небезпечних і шкідливих чинників зведений в таблицю 5.2 та профілактика запобігання цих чинників:

Таблиця 5.2

Найменування фактору	Джерела виникнення фактору	Кількісна оцінка фактору	Нормативний документ, що регламентує допустимі параметри
1. Шум (коливання частинок навколишнього середовища що сприймається органами слуху як небажаний сигнал)	Технологічний шум: Робота ДВЗ, механічні коливання машини; вплив ультразвукових хвиль.	Рівень звукового тиску до 89 ДБ при частотах 1000 Гц	ГОСТ 8.055-78 ГОСТ 12.1.003-83
2. Вібрація (рух матеріальної точки або механічної системи при якому по чергово зростають і спадають за часом значення величини що характеризує цей рух)	Від робочого органу	Ізольоване від впливу вібрації	ДСН 3.3.6.039-99
3. Освітлення	Недостатняє освітлення робочої зони	200 лн(2ЛК)	ДБН В.2.5-28-2006

<p>4. Мікроклімат (Сукупність погодних умов (температура, вологість повітря і т. ін.), що створюються в приміщенні, на якій-небудь обмеженій території для нормального самопочуття людей, тварин, розвитку рослин)</p>	<p>Сукупність впливаючих на організм температури, вологості, потоків повітря, температури, випромінювання</p>	<p>Температурна зона комфорту 16-24 °С</p>	<p>ГОСТ 12.1.014-84</p>
<p>5. Запиленість (Показник забрудненості повітряного середовища; виражається вагою пилу, що міститься в одиниці об'єму/повітря (у мг/м³))</p>	<p>Робота робочого органу з землею</p>	<p>Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони</p>	<p>ГОСТ 12.1.014-84</p>
<p>6. Враження електричним струмом</p>	<p>При електрозварювальних роботах</p>	<p>36 В</p>	<p>ГОСТ12.1.01 3-78</p>

5.2. Технічні заходи з техніки безпеки, що передбачені в роботі.

5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації

Розробляючи комплекс засобів по захисту персоналу від вібрації, перш за все слід оцінити можливість і доцільність зниження інтенсивності вібрації і шуму в джерелах їх збуджування.

Повне усунення вібрації в машинах неможливе. Більш того в багатьох машинах інтенсивна динамічна взаємодія виконавчих органів з об'єктами обробки являється основою успішного технологічного процесу. Однак в багатьох випадках мають місце шляхи зниження вібрації.

Віброізоляція – метод захисту від дії вібрації шляхом розміщення між джерелом вібрації і об'єктом, що захищається (в нашому випадку це фундамент) пристроїв, що деформуються – віброізоляторів. Основний елемент віброізолятора пружний елемент відповідної жорсткості.

При необхідності знаходять використання засоби індивідуального захисту, основані на використанні віброізоляції. До цих засобів відносяться килимки з високоеластичних матеріалів, м'які сидіння, спеціальне взуття на товстій підошві, віброізолюючі рукавички тощо.

5.2.2 Методи і засоби зниження шуму

Не завжди засоби зниження вібрації являються достатніми для доведення шуму у виробничих приміщеннях до бажаного рівня. Універсальними методами зменшення інтенсивності шуму являються звукопоглинання і звукоізоляція.

В загальному випадку енергія звукових коливаючих хвиль, розподіляється на чотири частини.

Перша з них – енергія відбитих хвиль, друга – енергія поглинута перешкодою, третя – енергія звука, що пройшов через перешкоду, четверта – енергія хвилі, що обігнула перешкоду, якщо її розміри менше довжини хвилі, або близькі до неї.

Радикальним засобом захисту персоналу являється звукоізоляція, причому найбільш дешевим засобом зниження шуму у виробничих приміщеннях являється улаштування звукоізолюючих кожухів, які повністю закривають найбільш шумливі агрегати. Суттєва перевага цього засобу – можливість зниження шуму на будь-яку необхідну величину в розрахункових точках, розташованих на робочих місцях обслуговуючого персоналу.

Кожухи мають оглядові вікна, а також прорізи для вводу комунікації, а також можуть виконуватись знімними або розбірними.

Кожухи можуть виконуватись із сталі, дюралюмінію, фанери і інших листових матеріалів. В середині кожуха рекомендують облицьовувати звукопоглинаючими матеріалами завтовшки 30...50 мм.

5.3. Інженерні розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі

5.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха

В якості матеріалу звукоізолюючого кожуха приймаємо сталевий лист з товщиною $d = 0,003$ м.

Визначення критичної частоти $f_{кр}$, Гц,

$$f_{кр} = \frac{6,4 \cdot 10^4}{d \cdot C_{пр}}, \quad (5.1)$$

де $d = 0,003$ м – товщина листа;

$C_{пр}$ – швидкість повздовжньої звукової хвилі в сталевому листі, м/с.

Приймаємо $C_{пр} = 5,2 \cdot 10^3$ м/с.

$$f_{кр} = \frac{6,5 \cdot 10^4}{0,003 \cdot 5,2 \cdot 10^3} = 4102,5. \quad (5.2)$$

На графіку (рисунок 5.1) відкладаємо значення абсцис, що дорівнюють $0,25f_{кр}$; $0,5f_{кр}$; $f_{кр}$; $2f_{кр}$. Визначаємо значення ординати до цих точок і записуємо в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Значення частотної характеристики звукоізоляційної здатності

f , Гц	$0,25f_{кр}$	$0,5f_{кр}$	$f_{кр}$	$2f_{кр}$
R , дБ	35	37	30	39

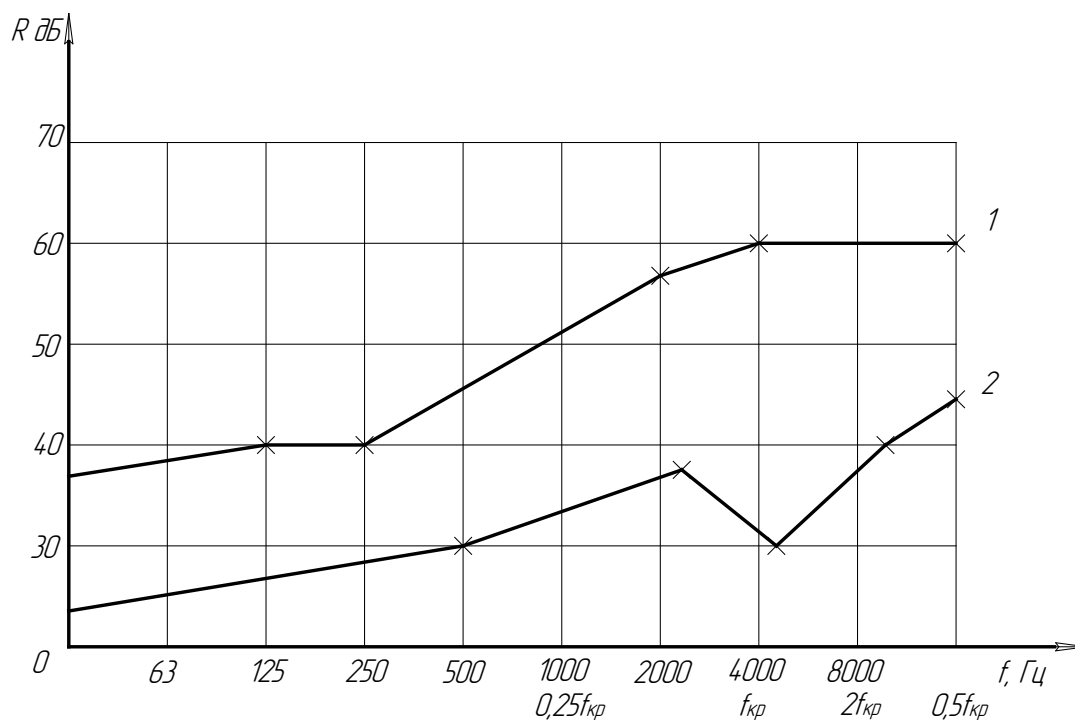
Отримані таким чином точки з'єднуємо прямими лініями.

Із точки з значеннями ординати на частоті $0,25f_{кр}$ вліво проводимо пряму з нахилом 4 дБ на одну октаву, а з точки зі значеннями ординати по частоті $2f_{кр}$ – вправо із підйомом 8 дБ на 1 октаву. По цієї кривої визначаємо значення R для середньгеометричних частот октавних смуг і будують частотну характеристику R в октавних смугах.

Мінімальний розмір одношарової перешкоди $l_{кр,м}$ повинен бути бажано більше довжини хвилі на критичній частоті $1_{кр}$, або практично

$$l_{кр} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot C_{np} \cdot a}{f_{кр}}} \quad (5.3)$$

$$l_{кр} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 5,3 \cdot 10^3 \cdot 0,003}{4102,5}} = 0,083 \quad (5.4)$$



$$L_{\min} > 8f_{кр}; \quad L_{\min} > 0,664m \quad (5.5)$$

1 – огороження в отавних смугах частот;

2 – сталевого звукоізоляційного кожуха.

Рисунок 5.1 – Графік побудування частотної характеристики звукоізоляційної здатності

Нижня границя розрахункового діапазону $f_m, \Gamma\zeta$, визначається з умови

$$f_m = \frac{340}{L_{\min}}, \quad (5.6)$$

$$f_m = \frac{340}{0,664} = 512, \quad (5.7)$$

$$f_m = \frac{4 \cdot C_{кр} \cdot a}{L_{\min}}, \quad (5.8)$$

$$f_m = \frac{4 \cdot 5,2 \cdot 10^3 \cdot 0,003}{0,664} = 93,9. \quad (5.9)$$

Найвища частота $f_e, \Gamma\zeta$, залежить від товщини перешкоди і визначається

$$f_e = 0,05 \frac{C_{np}}{a}, \quad (5.10)$$

$$f_e = 0,05 \frac{5,2 \cdot 10^3}{0,003} = 86666. \quad (5.11)$$

Аналізуючи графік частотної характеристики (рисунок 5.1) можна зробити висновок, що кожух по своїм параметрам відповідає нормам.

5.3.2 Запобігання можливості ураження електричним струмом

У випадку пошкодження ізоляції струмоведучих частин на коробі і металоконструкції вібраційного майданчика може виникнути значний електричний потенціал відносно землі, а також можливе ураження електричним струмом внаслідок крикової напруги.

З метою усунення цих явищ застосовуємо заземлення металевих частин змішувача.

Розрахунок заземлюючого пристрою зводиться до визначення вертикальних і горизонтальних електродів заземлювача в залежності від вимогаемого відповідно нормам опору заземлення, питомого опору землі в місці спорудження заземлюючого пристрою, прийнятих розмірів електродів і конфігурації заземлювача.

Розрахунку заземлення повинне бути передбачене попереднє вимірювання питомого опору землі ρ в місці його улаштування. Залежність ρ від пори року являється досить складною, однак відомо, що восени і весною, коли вологість землі збільшується ρ зменшується, а взимку і влітку в період промерзання і висихання землі – збільшується. Тому в розрахунках необхідне значення вимірюваного питомого опору $\rho_{\text{вим}}$ помножують на коефіцієнт сезонності f .

Таким чином, знаходиться розрахунковий питомий опір землі, $\rho_{\text{роз}}, \text{Ом}\cdot\text{м}$

$$\rho_{\text{роз}} = \rho_{\text{вим}} \cdot f = 100 \cdot 1,2 = 120, \quad (5.12)$$

де $\rho_{\text{вим}}$ – приблизне значення питомого опору для суглінка $\rho_{\text{сг}} = 100 \text{ Ом}\cdot\text{м}$;

f – коефіцієнт сукупності, для вертикального електроду, довжиною 5м $f=1,2$.

До простих відносяться заземлювачі виконані у вигляді одного-двох вертикальних електродів, з'єднаних смуговою або кільцевою сталлю, прямокутник з вертикальних і горизонтальних електродів, променевого заземлювача тощо, які використовуються для пристроїв з напругою до 1000 В.

Мета розрахунку – визначення числа, розмірів і засобів розміщення горизонтальних і вертикальних електродів, виходячи з відомого питомого опору ґрунта, найбільшого допускаючого значення опору заземлювача, передбачаємої форми і розмірів електродів.

Опір розтіканню вертикального електроду з колової або кутової сталі

Для колової сталі $R_6 \text{ Ом}$

$$R_e = \frac{\rho_{\text{роз}}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + 0,5 \ln \frac{4 \cdot t + l_0}{4 \cdot t - l} \right), \quad (5.13)$$

де d – зовнішній діаметр електрода. Приймаємо $d = 0,012$ м

l – довжина електрода. Згідно рекомендацій приймаємо $l = 5$ м

t – глибина закладання (відстань від поверхні землі до середини електродів). Приймаємо $t = 3,1$ м.

$$R_e = \frac{120}{2 \cdot 3,14 \cdot 5} \left(\ln \frac{2 \cdot 5}{0,012} + 0,5 \ln \left(\frac{4 \cdot 3,1 + 5}{4 \cdot 3,1 - 5} \right) \right) = 27,2. \quad (5.14)$$

Відстань між вертикальними електродами a , м

$$a = x \cdot l, \quad (5.15)$$

де x – відношення відстаней між вертикальними електродами до їх довжини.

Приймаємо $x = 1$.

$$a = 1 \cdot 5 = 5 \quad (5.16)$$

Орієнтовна кількість вертикальних електродів

$$n_{op} = \frac{R_d}{R_3 \cdot n_a}, \quad (5.17)$$

де R_3 – опір, що вимагається від заземлюючого пристрою: $R_3 = 10$ Ом м – для пристроїв з напруженням до 1000 В.

n_a – коефіцієнт використання електродів гуртового заземлення, приймаємо $n_a = 1$.

$$n_{op} = \frac{27,2}{10 \cdot 1} = 2,72. \quad (5.18)$$

Фактична кількість вертикальних електродів n , шт

$$n = \frac{R_e}{R_3 n_e} \quad (5.19)$$

де n_e – коефіцієнт використання вертикальних електродів гуртового заземлення без урахування впливу смуги зв'язку. $n_e = 0,806$

$$n = \frac{27,2}{10 \cdot 0,806} = 3,37 \quad (5.20)$$

Приймаємо кількість вертикальних електродів, що дорівнює 4.

Довжина горизонтального електроду L_r , м, якщо вертикальні електроди розташовані в ряд

$$L_r = a(n - 1), \quad (5.21)$$

$$L_r = 5(4 - 1) = 15. \quad (5.22)$$

Опір розсіканню горизонтальних електродів з колової сталі R_r , Ом

$$R_r = \frac{\rho_{роз}^*}{2 \cdot \pi \cdot L_r} \ln \frac{L_r^2}{v \cdot t_r}, \quad (5.23)$$

де $\rho_{роз}^*$ – розрахунковий питомий опір землі;

$$\rho_{роз}^* = \rho_{вим} \cdot f^*, \quad (5.24)$$

тут f^* - коефіцієнт сезонності для горизонтального електроду довжиною 15 м. $f^* = 2,5$

$$\rho_{роз}^* = 100 \cdot 2,5 = 250, \quad (5.25)$$

t_r – глибина закладання (відстань від поверхні землі до середини електроду)
 $t_r = 0,65$ м

v – ширина смуги, м, для колової сталі

$$v = 2d = 2 \cdot 0,008 = 0,016, \quad (5.26)$$

де d – діаметр кола, м.

$$R_r = \frac{250}{2 \cdot 3,14 \cdot 15} \ln \frac{15^2}{0,016 \cdot 0,65} = 26,5. \quad (5.27)$$

Розрахункове значення опору заземлювача R , Ом

$$R = \frac{R_e \cdot R_r}{R_e n_r + R_r n_e n}, \quad (5.28)$$

де n_r – коефіцієнт використання горизонтального електроду, що з'єднує вертикальні електроди, для вертикальних електродів розташованих в ряд $n_r = 0,77$

$$R = \frac{27,2 \cdot 26,5}{27,2 \cdot 0,77 + 26,5 \cdot 0,806 \cdot 4} = 6,77. \quad (5.29)$$

Так як $R = 6,77 \text{ Ом} < R_z = 10 \text{ Ом}$ то форма, розміри, конфігурація заземлювача вибрані правильно.

Установка заземлюючого пристрою.

Для монтажу заземлюючого пристрою із вертикальних і горизонтальних електродів попередньо підготовлюється траншея глибиною 0,7 м.

Вертикальні електроди занурюють таким чином, щоб верхній кінець виступав над рівнем траншеї на висоту 0,1 м. Горизонтальний електрод прикладаємо по дну траншеї.

Електроди захищені від іржі і залишків масла не повинні бути пофарбовані. Електроди не слід розміщати в місцях, де ґрунт просочений нафтопродуктами. Після монтажу траншея повинна бути засипана землею, яка не містить каміння, щебеню, будівельного сміття з послідовним ущільненням.

5.4. Техніка безпеки при експлуатації вібраційного майданчика.

Підчас роботи вібраційного майданчика утворюється небезпечна зона. Небезпечною зоною вважається простір обмежений відстанню в 5 м від рухомих органів машини, або простір в межах якого можуть діяти небезпечні фактори. Для усунення можливості травмування обслуговуючого персоналу деталі приводу (шків, муфти) закриті кожухами.

Вібраційний майданчик повинен мати огороження, що виключає можливість доступу сторонніх осіб безпосередньо до машини.

Завантажувальні і розвантажувальні перепуски мають суцільне огороження, що виключає можливість випадку кусків матеріалу за межі змішувача.

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

Начальники цехів, опоряджувальних діляниць (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 з'єднань в конструкціях барабанних та вібраційних млинах внаслідок чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи.

Пожежа 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 салон транспорту, 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 варто. Єдиний шанс врятувати транспорт - це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

Барабанні та вібраційні млини являють собою 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:

А - горіння твердих речовин;

В - горіння рідких речовин;

С - горіння газоподібних речовин;

Д - горіння металу і металомістких речовин;

Е - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасника необхідно вибрати той, чий тип відповідає класам пожежі від А до Е.

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. 4.2) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типа, виконані по ГОСТ12.4.009-75.

Вогнегасник вуглекислотний (ОУ):

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;

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

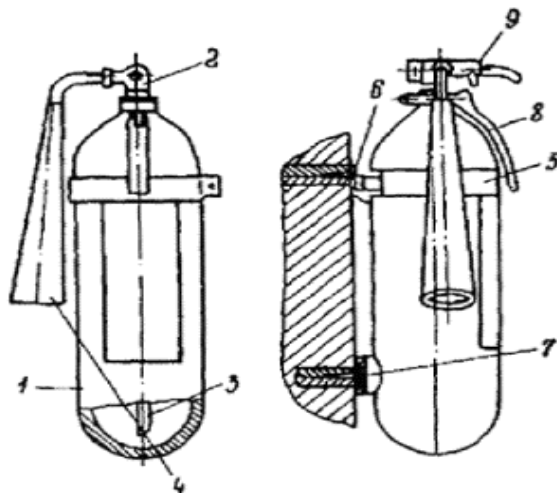


Рис. 5.3 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)

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

Вібраційний млин повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

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

5.6. Висновки по розділу

1. Здійснено аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного майданчика.
2. Визначені та описані технічні заходи з техніки безпеки, що передбачені в роботі.
3. Наведені аналітичні залежності та виконані розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі.
4. Наведені заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при експлуатації вібраційного майданчика.

Загальні висновки

1. Аналіз приведених основних логістичних схем технологічної лінії виготовлення залізобетонних виробів (рис.1.1-1.3) засвідчує важливість застосування вібраційних майданчиків. Адже саме їх режим, параметри та час дії на виконання однієї операції робочого процесу ущільнення бетонної суміші визначає ефективність та якість отримання бетонного чи залізобетонного виробу.
2. Здійснений аналіз існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних майданчиків та виконані дослідження засвідчують значні відмінності в числових значеннях критеріїв вібраційних майданчиків між собою. Тому потребуються дослідження по уточненню параметрів та режимів та на цій основі розробити систему керування режимами і параметрами ущільнення бетонних сумішей.
3. Отримані рівняння (1.7)-(1.8) дають змогу з'ясувати методологію визначення параметрів процесу, оцінити ефективність та визначити параметри керування вібромайданчиком, які входять і визначають рівень енергії, що витрачається на виконання технологічного процесу ущільнення бетонної суміші.
4. Здійснено опис робочого процесу ущільнення бетонних сумішей, де з'ясовано, що ущільнення бетонної суміші - основна технологічна операція, що визначає значною мірою міцність, якість і довговічність бетону тому що саме вона забезпечує максимальну щільність свіже сформованого бетонного виробу.
5. Для моделювання бетонної суміші визначено три типи руху частинок бетонної суміші: індивідуальне (тут відбувається рух окремих частинок заповнювача щодо об'єму ущільнюючої бетонної суміші), загальне (спільне) коливальний рух ущільнюючої і як суцільний системи і рівномірне переміщення частинок від одного положення рівноваги в інше, що відбувається переважно в поверхневому шарі. У зв'язку з цим в процесі віброущільнення виділяють три тимчасових стадії: I - переукладання складових, II - зближення складових, III - компресійний ущільнення (рисунок 2.1).

6. Здійснено огляд та аналіз схем будови та принцип роботи вібраційних майданчиків зі змінними режимом та параметрами. Відмічено, що при створенні вібраційних майданчиків для віброуцільнення важливим є мати можливість змінювати параметри та режими віброколивань, які підвищують ефективність та зменшення енергії. Розглянуті схеми конструкції вібромайданчиків фактично змінюють режими та параметри в сталому фіксованому стані роботи, а не в процесі ущільнення бетонної суміші.

7. Виконано обґрунтування необхідності керування вібраційним майданчиком. Приведені можливі варіанти установки дебалансів вібраційного майданчика ((таблиця 2.2), які реалізують різні положення діючих сил та моментів для керування його роботою у змінному режимі. Виявлено, що виключенням варіантів 1,2, що є типовими для сталого режиму, варіанти установки дебалансів 3-10 забезпечують складні просторові рухи, використання яких дозволить отримати різні режими з точки зору напрямлення руху вібраційного майданчика.

8. Виявлено, що сновна вимога до умов ущільнення бетонної суміші полягає в тому, щоб при ущільненні створити умови, за яких частки суміші займуть найбільш стійке відносно один одного положення, що виключить розшарування суміші і забезпечити досягнення коефіцієнта ущільнення значення 0.98.

9. Необхідно створити схему програмного керування амплітудою і частотою коливань вібромайданчика з відповідним кутом напрямків руху і частотою коливань ущільнюваної бетонної суміші. Саме напрямок коливань істотно впливає на перерозподіл фракцій, що входять в склад бетонної суміші.

10. Сукупність частоти і амплітуди коливань вібромайданчика визначається інтенсивністю вібраційного впливу, яка має два види - інтенсивність щодо прискорення і інтенсивність по потужності.

11. Отримані аналітичні залежності для визначення питомої потужності коливань (3.2 та 3.3) та середньоквадратичної потужності ущільнення бетонної суміші (3.4) і визначені числові значення параметрів керування робочим процесом вібраційного майданчика.

12. Визначено формування функціональної схеми автоматизації технологічного процесу зміни параметрів.
13. Здійснено аналіз практичних засобів керування робочим процесом вібромайданчика шляхом оцінки: системи управління електроприводом; системи з короткозамкненим асинхронним двигуном; системи з двигунами постійного струму.
14. Здійснена розробка схеми вібраційного майданчика з керуванням робочого процесу ущільнення бетонної суміші.
15. Здійснено аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного майданчика.
16. Визначені, описані та наведені аналітичні залежності та виконані розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі.
17. Наведені заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при експлуатації вібраційного майданчика.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Назаренко І.І. Основи моделювання і проектування логістичних систем та процесів будіндустрії: монографія. Київ: «Видавництво Людмила» 2019, 152 с
2. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – К.: КНУБА, 1999. – 488с.
3. Назаренко І.І., Берник І.М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв. Навчальний посібник для вищих навчальних закладів. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2012. – 590с
4. Назаренко І.І., Кузьмінець М.П., Босий О.Г., Малік Т.В., Сафронов В.К. Основи наукових досліджень в проектуванні: навч. посібник: Видавництво «МП Леся», Київ: 2020. –109с.
5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-ге видання).- К.:Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440с.
6. Назаренко І.І. та інш. Системний аналіз технічних об'єктів: Навчальний посібник / - К.: КНУБА, 2009.-164 с.
7. Вибрации в технике: Справочник. Т.2 / Под ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
8. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати та комплекси. К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
9. Гуляев В.И., Баженов В.А., Попов С.Л. Прикладные задачи теории нелинейных колебаний механических систем. – М.: Высш. шк., 1989. – 383 с.
10. Грінченко В.Т., Дідковський В.С., Маципура В.Т. Теоретичні основи акустики: Навчальний посібник. – К.: ІЗМН, 1998. – 376 с.
11. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания: Пер. с англ. – М.: Госиздат физ.-мат. лит., 1960. – 580 с.
12. Дейч А.И. Методы идентификации динамических объектов. – М.: Энергия, 1979. – 240 с.
13. Жермен П. Курс механики сплошных сред. Общая теория: Пер. с фр. В.В. Федулова. – М.: Высш. шк., 1983. – 399 с.
14. Игнатьев М.Б., Ильевский Б.З., Клауз Л.П. Моделирование системы машин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд.-ие , 1986. – 304 с.

15. Кошкин Н.И., Справочник по элементарной физике. – М.: Наука, 1988. – 256 с.
16. Маслов А.Г., Пономарев В.М. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве. – К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
17. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины. – К.: Выща шк., 1988. – 140 с.
18. Овчинников П.Ф. Виброреология. – К.: Наук. думка, 1983. – 272 с.
19. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – М.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
20. Сердюк Л.І. Основи теорії розмірностей, теорії подібності та математичного моделювання: Навчальний посібник. – Полтава: ПНТУ, 2002. – 98 с.
21. Тимошенко С.П., Д.У. Янг, У. Уивер. Колебания в инженерном деле: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1985. – 427 с.