

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломного проекту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : **Розробка збудника вібромайданчика.**

Виконав: студент 4 курсу
спеціальність 131 "Прикладна механіка"

Маліцький Ігор Анатолійович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівники: Назаренко Іван Іванович, д. т. н., професор

(прізвище та ініціали)

Дьяченко Олександр Сергійович к.т.н.,асистент

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2022 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Спеціальність 131 “Прикладна механіка”

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП

_____/д.т.н., проф. **І.І. Назаренко/**
“ _____ ” _____ **2021 року**

З А В Д А Н Н Я

на дипломний проект студенту
Маліцькому Ігору Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Розробка збудника вібромайданчика.**

Керівники проекту: Назаренко Іван Іванович, д. т. н., професор.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Дьяченко Олександр Сергійович, к.т.н., асистент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора КНУБА № 2224/2 від “ 08” грудня 2021 року.

2. Строк подання студентом проекту 27 травня 2022 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Всі данні до розробки конструкції збудника вібромайданчика отримати на переддипломній практиці на основі огляду та аналізу існуючих конструкцій.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій подібних машин. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Техногенна безпека.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Загальний вид вібраційної установки 1 арк.; креслення робочого обладнання з відповідними перерізами 1-2 арк.; складальні одиниці робочого обладнання 2 арк.; креслення деталей 1-2 арк

6.Консультанти розділів проекту

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техногенна безпека	к.т.н., доцент Гаркавенко О.М.		

Дата видачі завдання 20 грудня 2021 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проектів	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	06.04.2022	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	20.04.2022	50%
3.	Розрахунки та робочі креслення деталей.	11.05.2022	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	25.05.2022	100%

Студент _____
(підпис)

Керівники проекту _____ Назаренко Іван Іванович, д. т. н., професор

_____ Дьяченко Олександр Сергійович, к.т.н., асистент

Зміст

ВСТУП.....	5
Розділ 1. Огляд та аналіз існуючих типів віброзбудників та їх застосування в машинах	6
1.1. Огляд типів віброзбудників.....	6
Розділ 2. Загальні розрахунки.....	22
2.1. Визначення конструктивної схеми машини із використанням вибраного віброзбудника.	22
2.2. Визначення основних технологічних параметрів вібраційного майданчика ..	24
2.2.1. Визначення частоти і амплітуди коливань вібраційного майданчика.....	24
2.2.2. Обґрунтування робочого часу вібраційного майданчика.....	24
2.3. Методика розрахунку конструктивних параметрів вібромайданчика.	26
2.3.1. Визначення вихідних даних, параметрів та характеристик до розрахунку	26
2.3.2. Вибір конструктивної схеми вібромайданчика й установлення її розмірів.	26
2.4. Числовий розрахунку конструктивних параметрів вібромайданчика.	32
Розділ 3. Розрахунки параметрів та на міцність деталей вібромайданчика	34
3.1. Розрахунок дебаланса віброзбуджувача.....	34
3.2 Розрахунок на міцність валу віброзбудника	36
3.3. Розрахунок пружних опор вібромайданчика	39
Розділ 4. Техногенна безпека.....	44
4.1. Обґрунтування важливості техногенної безпеки	44
4.2. Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів при експлуатації вібромайданчика.....	44
4.4. Інженерні розрахунки	47
4.5. Техніка безпеки при експлуатації вібромайданчика	53
Список літератури	56

ВСТУП

Збудники коливань застосовуються для приведення в коливання робочі органи різного класу машин, пристроїв, обладнання в будівельній, хімічній та інших галузях народного господарства. За прийнятою термінологією в практиці використання збудники коливань прийнято називати вібратори, виходячи із смислового значення слова вібрація. Вібрація – це механічні коливання, період яких значно менше характерного проміжку часу, на якому розглядається рух системи, а розмах значно менший характерного розміру системи. Ті механічні пристрої машини, в яких навмисне збуджена вібрація виконує корисні функції, прийнято називати вібраційними. Тому в текстовій частині дипломного проекту при викладення матеріалу поряд із використанням терміну збудник коливань використовується також і термін вібратор. За своєю будовою вібратори бувають: механічні, електромагнітні, пневмомеханічні та гідромеханічні. Вібратори найбільше розповсюдження отримали в будівельній галузі. Тому метою дипломного проекту являється вибір, обґрунтування та розрахунки збудника коливань та його використання в конкретній конструкції вібраційної машини.

Розділ 1. Огляд та аналіз існуючих типів віброзбудників та їх застосування в машинах

1.1. Огляд типів віброзбудників

Вібратори (вібраційні збуджувачі) являють собою генератори механічних коливань робочих органів машин, їх класифікують за конструктивною ознакою, за принципом збудження коливань і типом привода.

За конструктивною ознакою вібратори бувають:

- спеціалізовані, що створюють як привод однієї або кількох вібраційних машин і в такому разі вони стають невід'ємною частиною самих машин;
- багатоцільові, що мають назву вібраторів загального призначення і застосовуються для інтенсифікації різних технологічних процесів в будівельній, хімічній, металургійній та інших галузях промисловості;
- вібратори, які є вібраційною машиною внаслідок того, що робочим органом є їх корпус (наприклад, глибинні вібратори для ущільнення бетонних сумішей).

За принципом збудження є кінематичні та силові коливання робочих органів машин. Для кінематичного збудження коливань застосовуються, як правило, кривошипно-шатунні приводи, менше — кулачкові механізми і гідравлічні та пневматичні пристрої. Приводи такого роду вібратори завжди є спеціалізованими, вони і є складовою частиною самих машин. Для силового збудження коливань використовують віброприводи зворотно-поступальної дії та відцентрові.

За типом приводу розрізняють вібратори з електричним, пневматичним і гідравлічним приводами.

Вельми поширеними є дебалансні відцентрові вібратори (рис. 1.1) принцип дії яких побудовано на використанні відцентрових сил, що виникають при обертанні неврівноважених мас, тобто мас, центр ваги яких не збігається з віссю обертання. Така розбалансована маса 2 (рис.1.1, а), що називається дебалансом, встановлюється в корпусі 4 на валу 1, який обертається на підшипниках кочення.

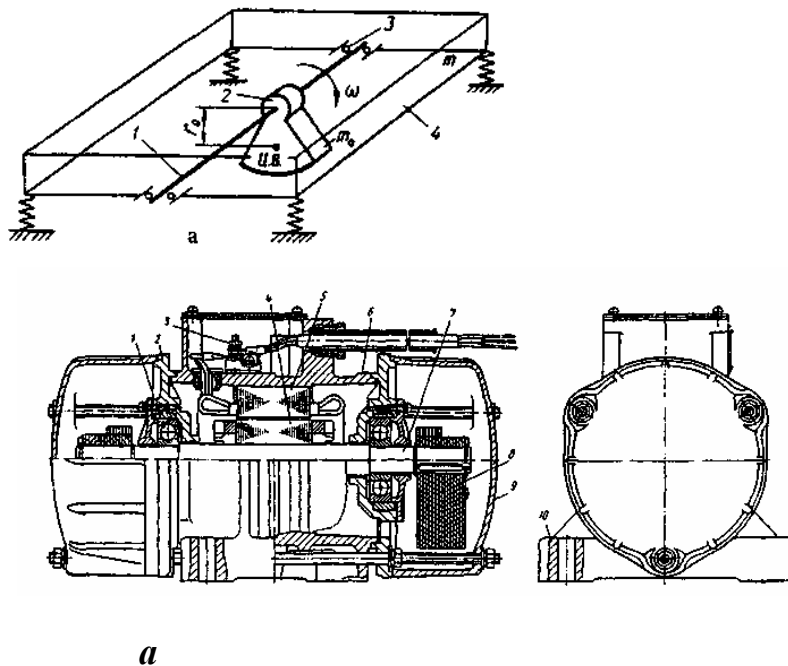


Рис.1.1 Дебалансний відцентровий вібратор: а- схема; б- конструкція.

У конструктивному вигляді дебалансний відцентровий вібратор з коловими коливаннями (рис.1.1,б) має запресований статор 5 трифазного асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором 4, що жорстко закріплений на валу 7. Вал обертається на підшипниках кочення 1, встановлених в щитах 2 корпусу. На консолях вала 7 на шпонках насаджені дебаланси 8, що закриваються кришками 9. До робочого органу тієї чи іншої машини або конструкції вібратор кріпиться лапами 10. Для живлення трифазним змінним струмом мін споряджений клемником 3. В теперішній час відцентрові електромеханічні вібратори в великій кількості виготовляються багатьма закордонними фірмами. До передових виробників, що виготовляють вібратори високого технічного рівня, можна віднести такі, як “Netter Vibrationstechnik”, “Bosch”, (Німеччина), “Дупарас”, “Tremix” (Швеція), “Vamo” (Італія), “Mikasa” (Японія). Із вище названих фірм значного успіху в створенні і виготовленні високоефективних електромеханічних вібраторів добилась фірма “Netter Vibrationstechnik”. У приводних двигунах вібраторів застосована найкраща

електротехнічна сталь, у вібраторах — роликові вібростійкі підшипники зі спеціальним змащенням, чим забезпечується потрібна довговічність. Змушувальна сила регулюється відповідною установкою дебалансів. Інтервал змушувальної сили (для $n = 1000$ об/хв) може бути встановлений від 3, 13 до 110 кН. Споживна потужність вібраторів цього типу знаходиться в діапазоні 0,35...8,5 кВт. Маса вібраторів складає 33...450 кг. (рис.1.2)

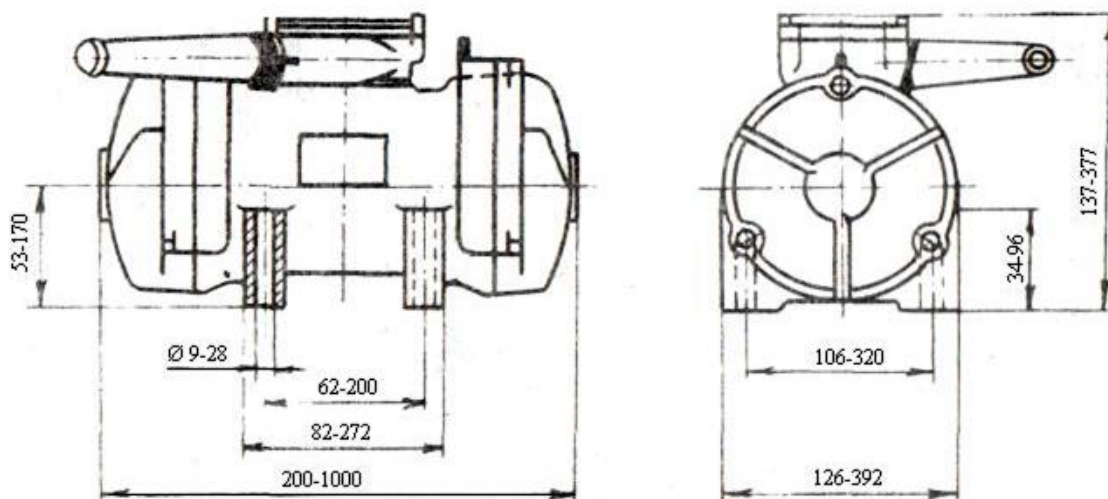


Рис.1.2. Вигляд вібраторів загального призначення фірми “Netter
Vibrationstechnik”

Для частоти обертання 1500 об/хв, змушувальна сила дебалансів вібраторів знаходиться в діапазоні 0,242..108,7 кН. Маса вібраторів складає 4..390 кг, потрібна потужність – 0,06...11 кВт.

Для частоти обертання 3000 об/хв змушувальна сила дебалансів вібраторів охоплює діапазон 0,491...64 кН. Маса вібраторів складає 3,7...190 кг, а потрібна потужність 0,125...9,0 кВт. Габаритні і установочні розміри наведені на (рис.1.2), для значень граничних параметрів, що вказані вище.

Розглянуті вібратори генерують колову змушувальну силу.

Однак відцентрові вібратори спроможні генерувати і напрямлену змушувальну силу. Для цього в одному корпусі або на робочому органі машини встановлюють два дебалансних вали (рис.1.3).

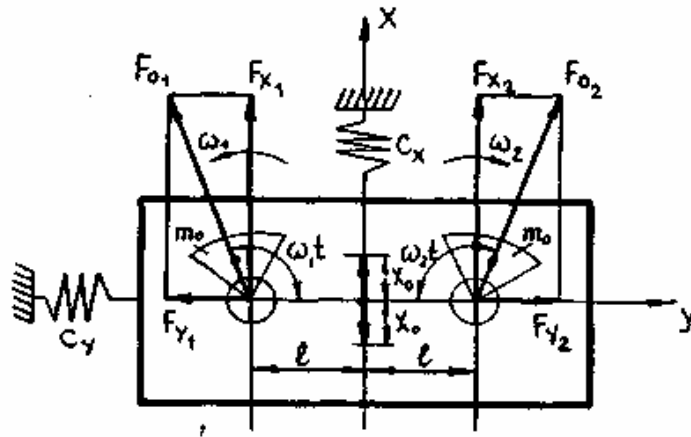


Рис.1.3. Схема двобального вібратора

У такому вібраторі напрямлена змушувальна сила генерується в разі дотримання таких умов:

- 1) рівність за модулем відцентрових сил, що виникають при обертанні кожного з валів ($F_{01} = F_{02}$);
- 2) протифазність і синхронність обертання двох валів (обертання в протилежних напрямках, $\omega_1 = \omega_2$);
- 3) синфазність обертання двох валів (рівність за модулем в будь-який момент поточних кутів $\omega_1 t$ і $\omega_2 t$, $\omega_1 t = \omega_2 t$).

За таких умов горизонтальні складові F_{y1} і F_{y2} змушувальної сили взаємно зрівноважуються, а вертикальні F_{x1} і F_{x2} – складаються.

Корпус вібратора коливатиметься напрямлено за віссю x з відхиленням від точки A в один і другий бік на амплітуду x_0 . Коливання корпусу можна отримати в будь-якому напрямку (вертикально, горизонтально, похило) – залежно від розміщення осі y , що з'єднує два вали вібратора.

Прикладом, коли вібратор є власне вібраційною машиною, може бути відцентровий збуджувач планетарного типу. Він (рис. 1.4) має бігунки 1, який при обертанні завдяки шарніру 2 відкидається вбік і відкочується по бігунковій доріжці корпусу 3 вібратора. При цьому виникає змушувальна сила

$F_0 = m_0 r_0 \omega^2$, що змінює свій напрям на 360° мірою обкатки бігунка. Корпус здійснює колові коливання з кутовою частотою ω , що залежить від частоти

обертання самого бігунка ω_b і співвідношення радіусів бігунка r і бігункової доріжки R .

За тим, якою боковою поверхнею бігунки обкочується по біговій доріжці (зовнішньою чи внутрішньою), планетарні вібратори поділяють на вібратори з зовнішнім (рис.1.4, а) і внутрішнім (рис.1.4, б) обкочуванням.

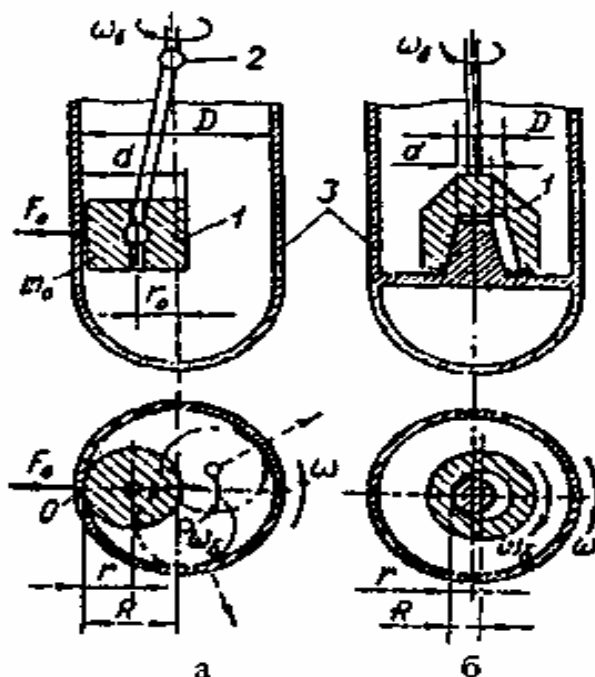


Рис.1.4. Схеми відцентрових вібробудувачів планетарного типу

В однокітному електромагнітному вібраторі (рис.1.5) зворотно-поступальний рух досягається в результаті дії встановленого на реактивній масі m_2 електромагніта 1.

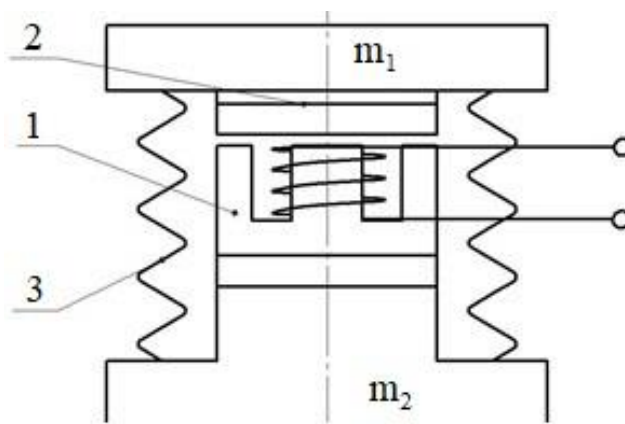


Рис.1.5 Електромагнітний вібратор

В обмотку якого подається пульсуючий струм і відповідно виникає пульсуюча сила, що притягує реактивну масу до корпуса 2, що має масу m_1 . Зворотний хід маси m_2 здійснюється під дією пружини 3. Особливість конструкції сучасного електромагнітного вібратора (рис.1.6) полягає в наявності спеціальних пружин 2, що являють собою циліндричну втулку - трубу, середня частина якої прорізна наскрізним гвинтовим пазом.

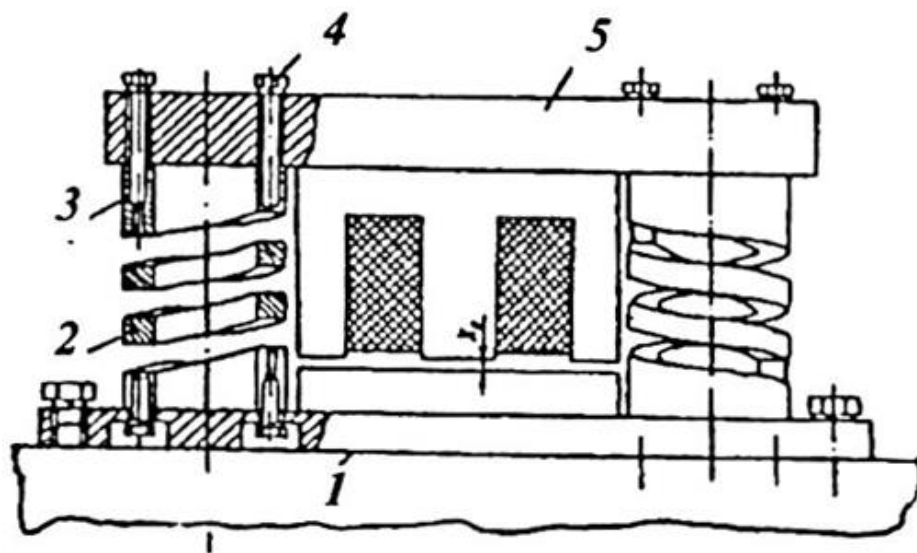


Рис.1.6 Електромагнітний вібратор з прорізними пружинами

Останній не доходить до торців пружини, завдяки чому кожен з кінців пружини є суцільним фланцем 3. Фланець кріпиться до корпусної 1 і якірної 5 частин за допомогою болтів 4. Жорстке кріплення пружин виключає можливість відриву опорних поверхонь при роботі вібратора, що зменшує рівень шуму і знижує енергію, яка розсіюється при коливаннях, і режим коливань стає стійкішим. Оскільки електромагнітні вібратори через малу змушувальну силу електромагніта налаштовують на роботу в резонансному режимі, застосування прорізнних пружин дає додаткову можливість підвищити коефіцієнт резонансного підсилення коливань. Як наслідок зменшується енергоємність і виключається можливість довільної зміни власної частоти коливань. На рис. 1.7 показано конструкцію однотактного електромагнітного збуджувача, який складається із корпусу 1 і якоря 2. В корпусі закріплені шпильки 9 і ярмо 5. Якір з'єднаний з

корпусом витими (крученими) циліндричними пружинами стиснення 3, підтискування яких здійснюється шпильками 9 за допомогою гайок і контргайок 10. На якорі закріплено електромагніт 4. Струмівідвід від клемника 7 до котушки виконується через бронзові пружини 6. Для підстроювання режиму роботи вібробудувача до резонансного в процесі експлуатації на якорі болтами закріплені змінні вантажі 11. Вібробудувач закритий кожухом 8.

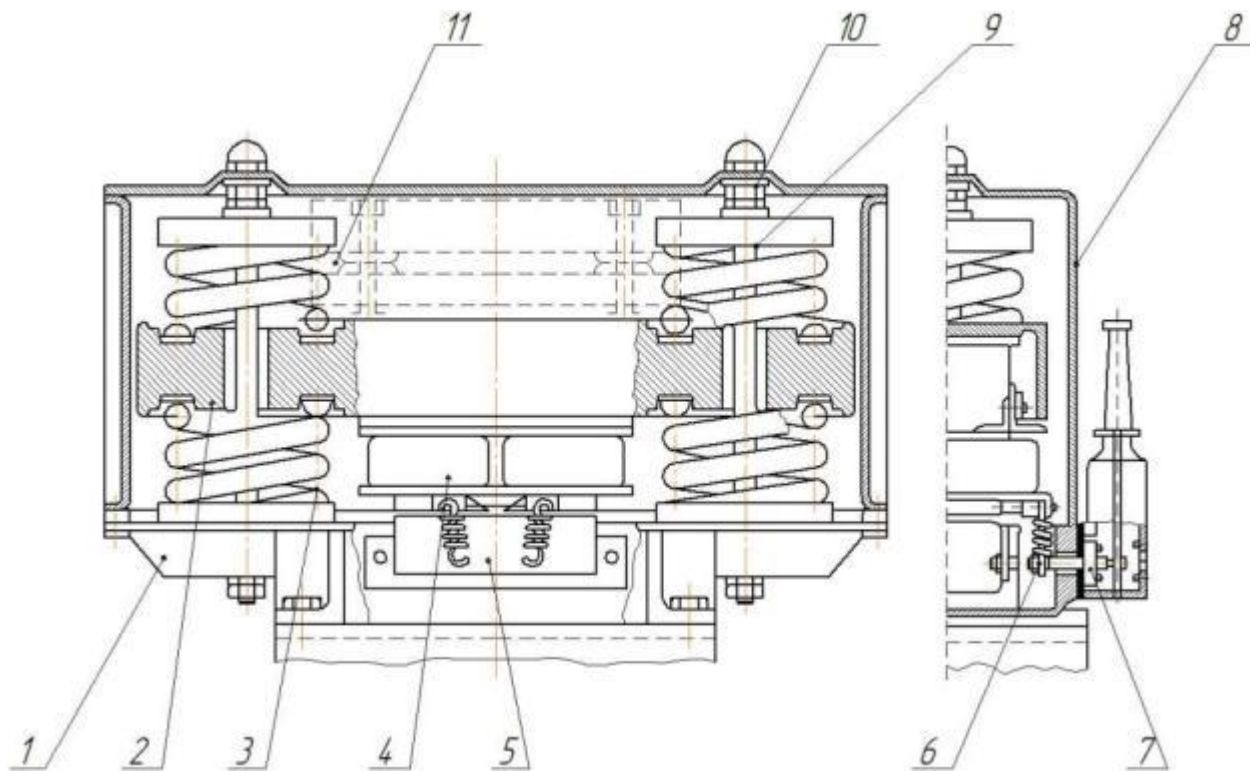


Рис. 1.7 Конструкція однофазного електромагнітного вібробудувача

Іще одна особливість електромагнітних вібраторів полягає в способі їх живлення (рис. 1.8). Існують вібратори з живленням безпосередньо від однофазної мережі змінного струму і з живленням від однофазної мережі змінного струму через діод - напівпровідниковий пристрій, що дозволяє протікати струму лише в одному напрямку. У першому випадку (рис. 1.8, а) кожна напівхвиля змінного струму, що протікає в обмотці електромагніта, породжує силу, яка притягує якорю і корпусну частину вібратора.

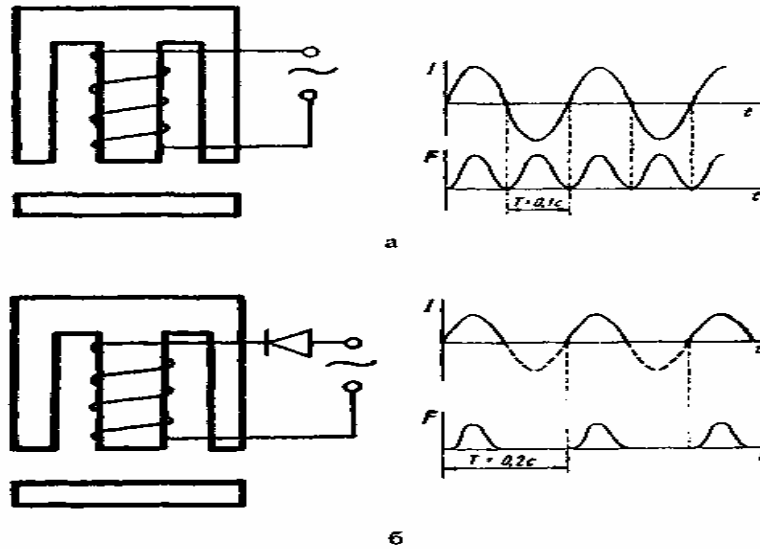


Рис. 1.8. Схеми живлення електромагнітних вібраторів: осцилограми струму (I) і сили (F).

Отже, за один період струму ярір і корпус притягуються один до одного двічі. Таким чином, частота механічних коливань вдвічі більша за частоту струму. При живленні через діод проходить лише одна напівхвиля змінного струму (суцільна частина синусоїди струму, показана на рис. 1.8, б). В такому разі частота механічних коливань дорівнює частоті живлення струму. У більшості електромагнітних вібраторів застосовують такий принцип живлення, а відтак частота їх механічних коливань становить 50 Гц.

Пневматичний вібратор (рис.1.9) складається з циліндра 1, в середині якого переміщується поршень-золотник 8. Стиснуте повітря подається через вхідний отвір 3, кільцевій проточні поршня і каналу 4 в простір з правого боку поршня. Під тиском повітря поршень переміщується ліворуч, стискаючи пружину 9. Наприкінці руху поршня вліво відкриваються канали 6 і 2, канали 7 та 4 перекриваються, поршень починає рухатись у зворотному напрямку, після чого цикл повторюється.

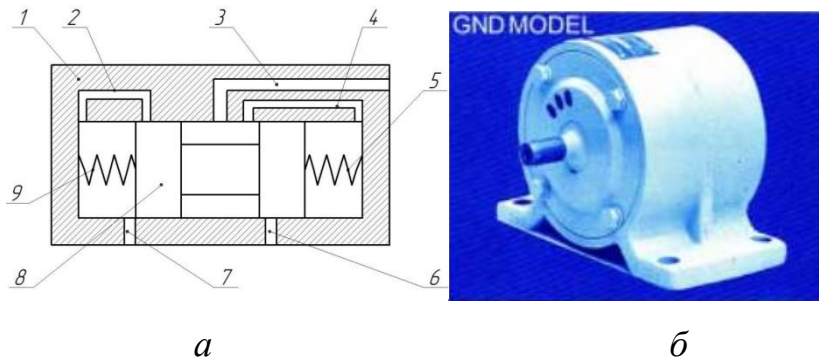


Рис.1.9. Пневматичний вібратор: а-схема; б-загальний вигляд.

Кінематичний віброзбудник коливань у більшості випадків виконується з кривошипно-шатунним приводом (рис. 1.10). Він складається із обертового вала 1 з кривошипом 2, шатуна 3 і пружного елемента 4.

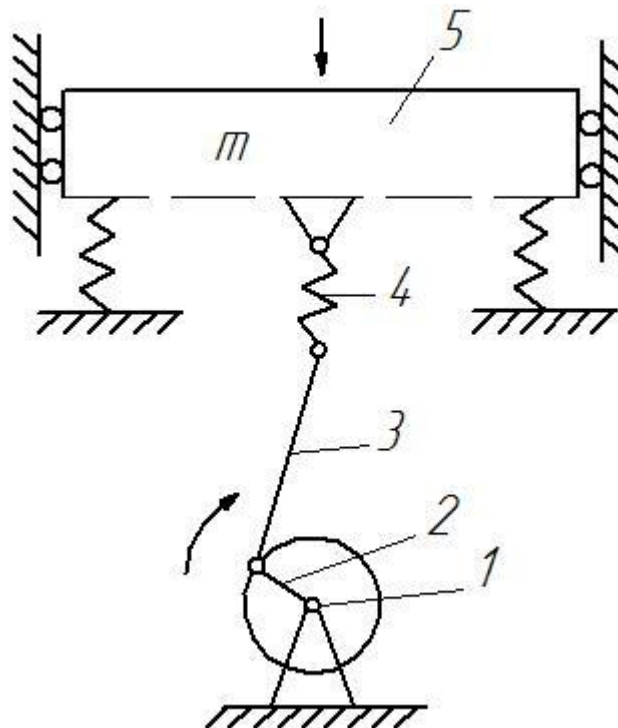


Рис. 1.9. Схема кінематичного віброзбудник коливань.

Робочий орган 5 масою m здійснює коливання під дією сили пружності елемента 4, з'єданого з шатуном 3. Така динамічна система створює сталу змушуючу силу незалежно від частоти коливань. У цьому її принципова відмінність від системи з дебалансним віброзбуджувачем.

Вібратор (рис.1.10) уявляє собою зварний корпус б, в якому на підшипниках 4 змонтовано вал 2 з дебалансом 7. Дебаланс має отвори для встановлення змінних вантажів 5 для регулювання статичного моменту маси. Для виконання цієї процедури необхідно зняти кришку 7, що закриває вікна для

встановлення вантажів. На одному кінці вала закріплено шків 3 для передачі руху від двигуна. Посадки підшипників за зовнішнім діаметром повинні забезпечуватись допуском отвору H7 або H8, а за внутрішнім діаметром — допуском вала f7. Наявність гарантованого зазора між валом і внутрішнім кільцем підшипника при місцевому навантаженні внутрішнього кільця сприяє подовженню терміну служби підшипників і полегшує процес складання вібратора.

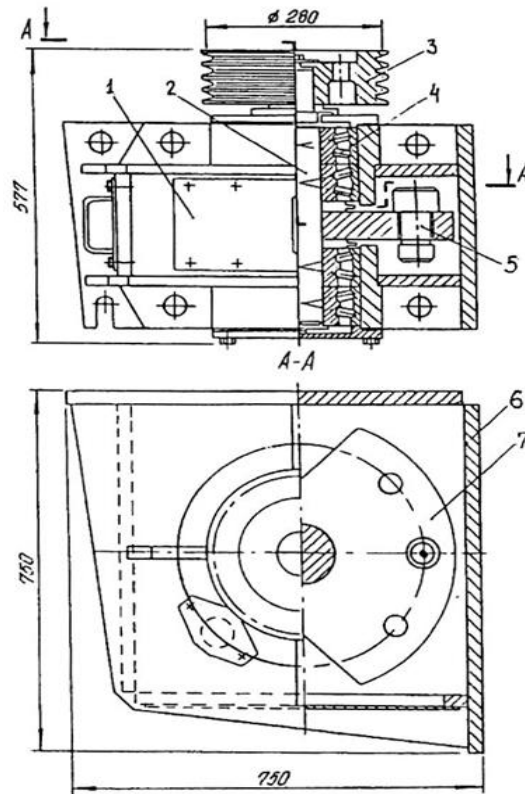


Рис.1.10. Вібратор з горизонтальними коливаннями

Вібратор (рис.1.11) — це зварна конструкція 4, в опорах якої на підшипниках кочення 3 встановлено вал 1.

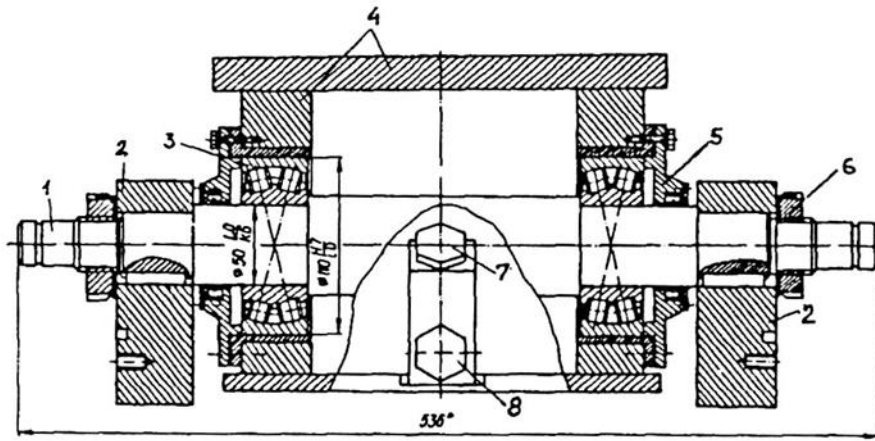


Рис. 1.11 Вібратор з круговими коливаннями.

На кінцях вала закріплено дебаланси 2, які піджимаються гайками 6. Для зміни статичного моменту в дебалансах є отвори з нарізкою для закріплення допоміжних вантажів. Змащення підшипників здійснюється за допомогою рідкої оливи. Рівень оливи у віброблоці контролюється щупом 7, а зливається відпрацьована олива через корок 8. Закриваються отвори корпусу спеціальними кришками 5.

Вібробудник із дебалансним валом, але із реалізацією направлених коливань на відміну від вібратор з круговими коливаннями, наведено на рисунку 1.12.

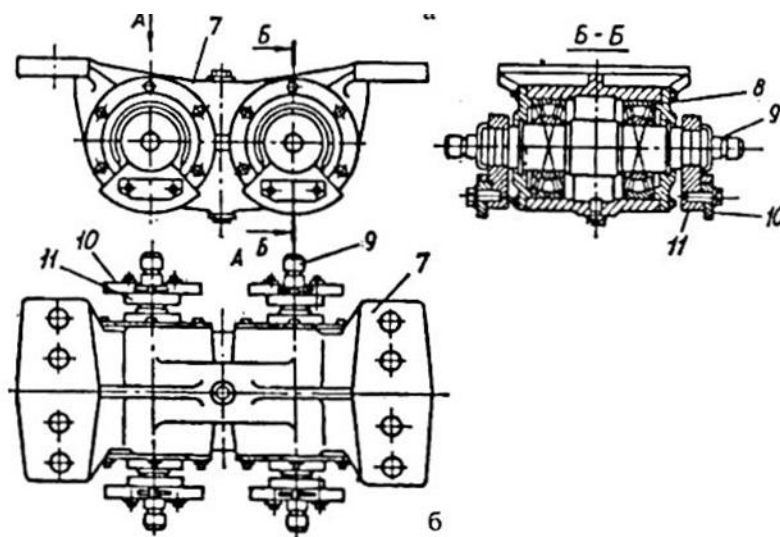


Рис.1.12 Вібраційний збудник із реалізацією направлених коливань

Вібробудник (рис.1.12 ,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.

Розглянемо практичне використання приведених у огляді вібраторів. Вібратори (рис.1.1 та рис.1.2) використовуються в поверхневих віброуцілювачів (рис.1.13) для бетонних сумішей та в бункерних простроях (рис.1.14) для усунення перерв у подачі матеріалів з бункерів і забезпечення рівномірності витікання бетонної чи подібної суміші. Площадковий віброуцілювач (рис.1.13) складається з віброзбуджувача 2, закріпленого на металевій зварній площадці 1 за допомогою болтів 3.

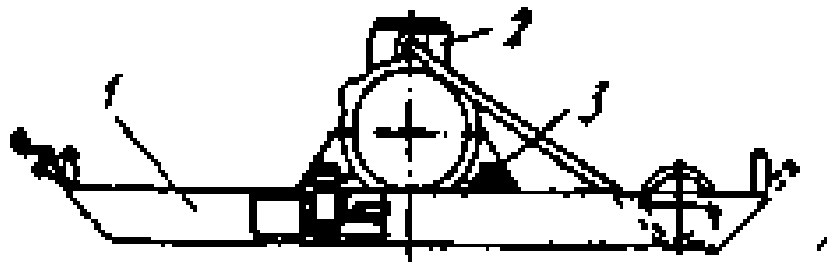


Рис.1.13 Площадковий віброуцілювач

На рис.1.14 показано електровібраційний живильник продуктивністю при горизонтальному положенні вантажонесучого органа 50 т/ч. Живильник має вантажонесучий орган розмірами 1600 × 500 × 300 мм; розмах його коливань досягає 1,8 мм при частоті 3000 об/хв. Споживана потужність при повному навантаженні 518 Вт; вага 1270 кг. Продуктивність живильника при куті нахилу вантажонесучого органа 8°30' і насипній вазі матеріалу 1,8 т/м³ досягає 110 т/ч.

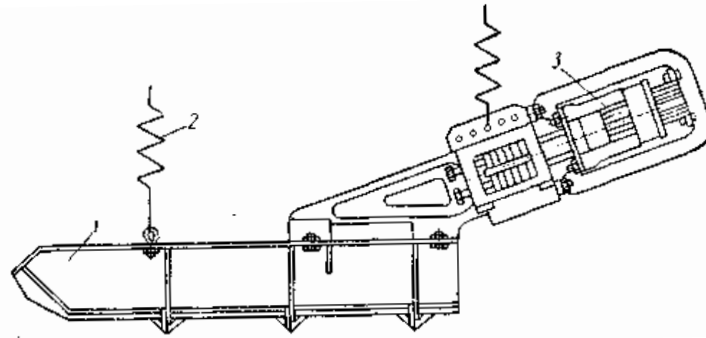


Рис.1.14. Електровібраційний живильник:
1 – робочий орган; 2 – амортизатор; 3 – вібратор

Електромагнітні вібратори також застосовуються і в бункерних пристроях (рис.1.15) для усунення перерв у подачі матеріалів з бункерів і забезпечення рівномірності витікання бетонної чи подібної суміші.



Рис.1.15. Застосування електромагнітних вібраторів в бункерних пристроях

Електромагнітні вібратори крім прямолінійних коливань, створюють також крутильні коливання. Внаслідок такого характеру впливу, стінка бункера, до якої кріпиться віброзбудувач, робить S-образні коливання (рис.1.15), що значно збільшує ефективність впливу вібрацій на матеріал, який перебуває в бункері. Збудником використовується двотактний електромагнітний вібратор з постійними магнітами й обмотками, які живляться від мережі змінного струму. Частота коливань віброзбудувача відповідає частоті змінного струму. Віброзбудник (рис.1.12) є робочим органом вібромайданчика з вертикально-напрямленими коливаннями (рис.1.16)

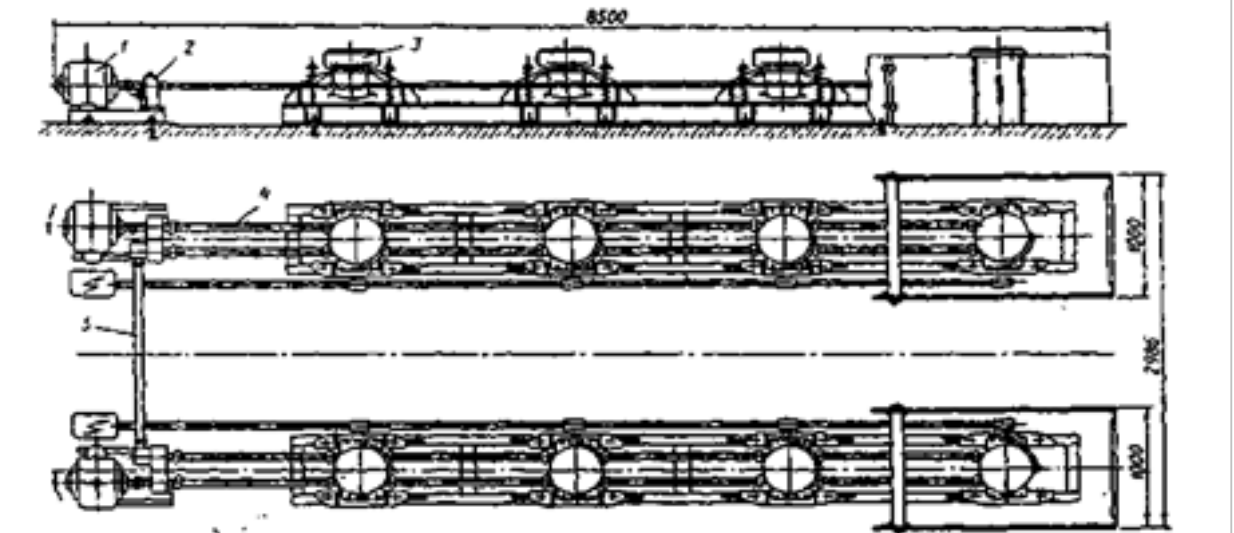


Рис.1.16. Вібромайданчик з вертикально-напрямленими коливаннями.

Він складається з окремих блоків, з'єднаних між собою карданными валами 4. напрямлені коливання забезпечують обертанням від двигунів 1 кожної пари валів віброблоків у різні напрямки. Синхронізація обертання валів у кожному ряду віброблоків і між рядами забезпечувалася синхронізаторами 2 і з'єднувальним валом 5. До вібромайданчиків з гармонійними коливаннями належать машини з просторовими коливаннями. Дані машини застосовують для ущільнення бетонних сумішей з осадкою конуса 4 см і більше, їхня вантажопідйомність сягає 60 т, що уможливило формування великогабаритних виробів. Особливість конструкції таких вібромайданчиків полягає у вертикальному розташуванні осі вібророзбуджувача (рис.1.10) стосовно рами машини, при цьому вісь може проходити (або не проходити) крізь центр ваги машини.

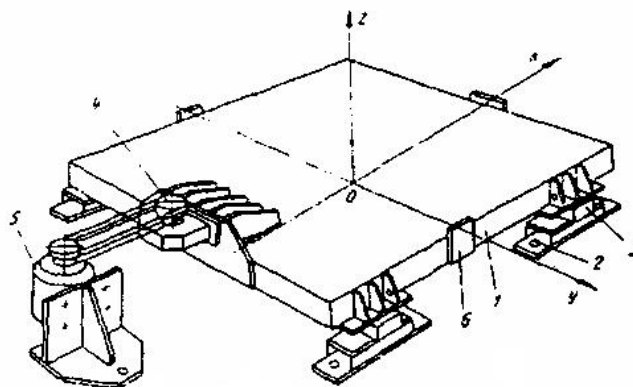


Рис.1.17. Вібромайданчик з просторовими коливаннями.

Вібромайданчик (рис. 1.17) складається із зварної рами 1, яка спирається на опорну раму 2 м'якими гумовими віброізолюючими пружинними елементами 3. До рами 1 жорстко кріпиться одновальний від-центровий вібратор 4, вісь якого розташована вертикально і відповідно з цим дебаланс обертається в горизонтальній площині. Приведення в дію вібратора здійснюється від електродвигуна 5 за допомогою клинопасової передачі. При роботі вібромайданчика форму з бетонною сумішшю встановлюють без кріплення на раму 1. Для того щоб запобігти зсуву форми в горизонтальній площині, до рами приварені упори 6.

Вібробудник коливань (рис. 1.11) застосовується в ударно-вібраційній машині (рис. 1.18).

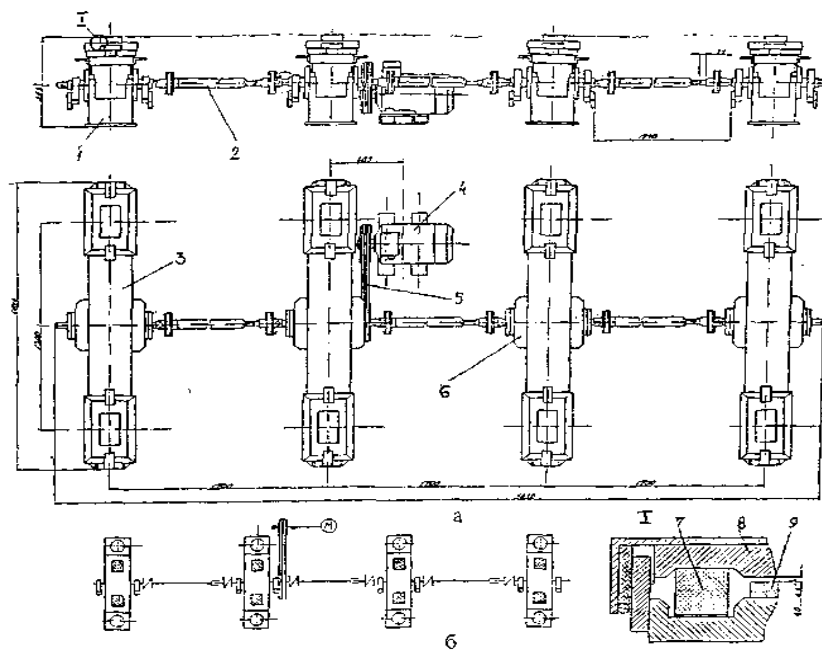


Рис. 1.18. Ударно-вібраційний майданчик.

Він складається з чотирьох віброблоків 3, кожен з яких встановлено на опори 1. На віброблоці закріплено буфери 9, що вступають в контакт з опорними під формою плитами 8, з'єднаними з віброблоком пружними зв'язками 7. На кожному віброблоці закріплено одновальний дебалансний вібратор 6. До обертального руху вал вібратора приводиться електродвигуном 4 за допомогою клинопасової передачі 5 і карданних валів 2.

Працює вібромайданчик таким чином. При обертанні валів вібраторів коливання ударника і форми збуджуються разом із опорними плитами у протифазі завдяки співударам через буферні елементи. Опорні плити весь час притиснуті до форми пружними зв'язками, що виключає відрив форми від опорних плит за відсутності спеціальних пристроїв для її кріплення. Такі вібромайданчики мають вантажопідйомність 10...20 т, вони працюють на частоті 27 Гц, напіврозмах коливань 0,8...1,0 мм, а потужність двигунів 10кВт (вантажопідйомність 10 т) і 18,5 кВт (вантажопідйомність 20 т).

Приведені схеми машин, в яких використовуються різні вібратори дозволяє здійснити наступні висновки. Дебалансні вібратори найбільше застосовуються. Хоча електромагнітні віброзбуджувачі і мають певні переваги: вони не мають частин, що труться, і тому у них висока надійність; крім того, вони дозволяють у широкому діапазоні плавно регулювати амплітуду коливань робочих органів. Проте електромагнітні віброзбуджувачі за масою і габаритними розмірами суттєво перевищують дебалансні, тому, що електромагнітні не здатні розвивати значні змушуючі зусилля через суттєві витрати енергії в повітряному зазорі. Застосування електромагнітних збуджувачів обмежене в областях, де дисипація енергії відносно невелика. Пневматичні вібратори теж володіють перевагами, але для їх практичного застосування потребуються установка спеціалізованих пристроїв для отримання і використання, що не завжди є можливим. Тому в дипломному проекті використовується віброзбуджувач, що є складовою одиницею віброблока (рис.1.12)

Розділ 2. Загальні розрахунки

2.1. Визначення конструктивної схеми машини із використанням вибраного вібробудника.

На основі здійсненого огляду конструкцій вібробудників та їх застосування у якості машини вибрано вібромайданчик (рис.2.1), що склалися з окремих блоків, з'єднаних між собою карданними валами 4.

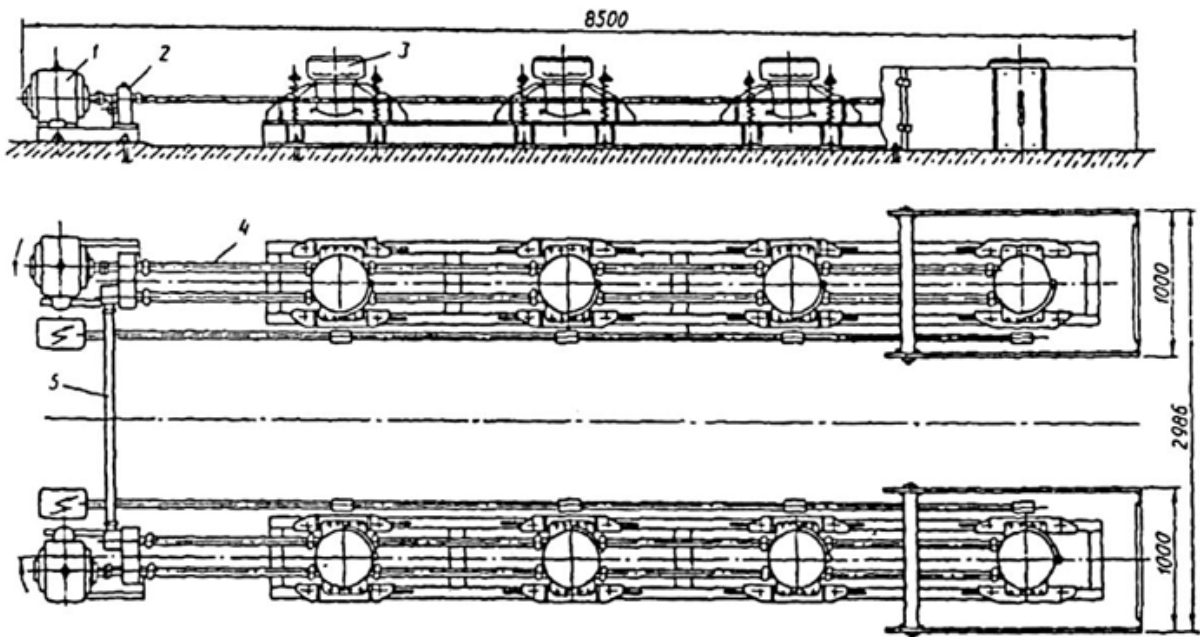


Рис.2.1. Вібромайданчик з вертикально-напрямленими коливаннями

Напрямлені коливання забезпечуються обертанням від двигунів 1 кожної пари валів віроблоків в різні напрями. Синхронізація обертання валів в кожному ряду віроблоків і між рядами забезпечувалася синхронізаторами 2 і з'єднувальним валом 5. Таким чином, вібромайданчик здійснював вертикально-напрямлені коливання і складався з уніфікованих вузлів і віроблоків, карданних валів і синхронізаторів. Добираючи певну кількість віроблоків, можливо конструювати вібромайданчики різної вантажопідйомності від $10 \cdot 10^3$ до $40 \cdot 10^3$ кг.

Вібраційний блок такого вібромайданчика (рис. 2.2,а) складається з вібробудувача 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 кожен таку раму встановлюються по чотири віброблоки.

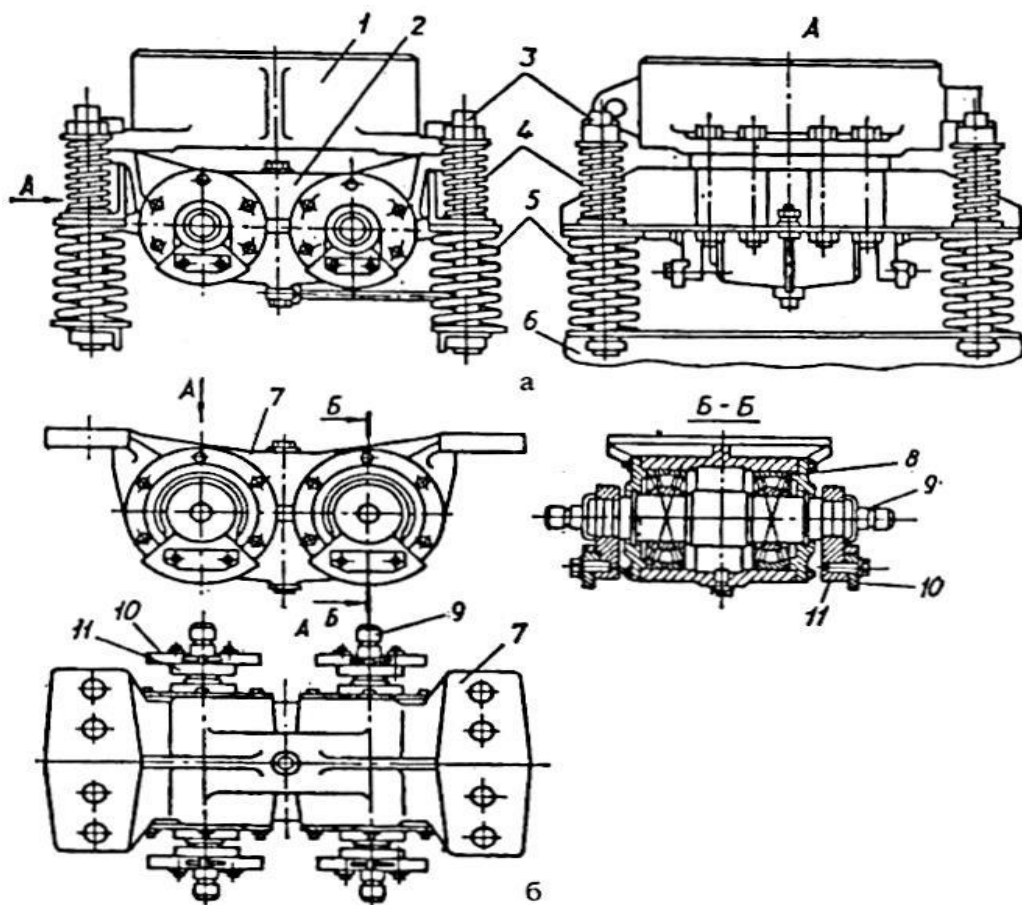


Рис.2.2. Вібраційний блок: а — загальний вигляд; б — вібробудувач.

Вібробудувач (рис. 2.2,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.

2.2. Визначення основних технологічних параметрів вібраційного майданчика

До основних технологічних параметрів вібраційного майданчика відносяться частота вібраційних коливань, амплітуда коливань та час ущільнення бетонної суміші.

Визначення частоти і амплітуди коливань вібраційного майданчика.

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

Для виробів, висотою $h_0, 1 \dots 0,3$ м частота приймається в межах $f = 48 \dots 50$ Гц [1,2]. Для сумішей жорсткістю $5 \dots 30$ с дорівнює [4] $\omega = 260 \dots 620$ с⁻¹

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 2800}{30} = 293 \text{ 1/рад} \quad (2.1.)$$

Для ущільнення жорстких бетонних сумішей при висоті шару, що ущільнюється, $h_0 = 50 \dots 100$ мм і частоті коливань $\omega = 260 \dots 360$ с⁻¹ амплітуда коливань має бути в межах $a_0 = 0,2 \dots 0,35$ мм [4].

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

$$\eta = a \cdot \omega^2 = 0,00025 \cdot 293^2 \approx 20 \text{ м/с}^2 \quad (2.2)$$

2.2.2. Обґрунтування робочого часу вібраційного майданчика

Встановлення робочого часу процесу ущільнення бетонної суміші залежить від стадії її ущільнення.

Перша стадія характеризується утворенням суцільного середовища з рихло насипаної бетонної суміші. При цьому здійснюється взаємна перестановка великих і дрібних часток заповнювача з утворенням макроструктури бетону –

його структурного каркаса. Тривалість першої стадії залежить від вихідної легко укладання бетонних сумішей; для жорстких сумішей час першої стадії складає [4]:

$$t_1 = (0,5 \dots 1,0) \cdot Ж \quad (2.3)$$

де Ж – жорсткість бетону обумовлена за ГОСТ 10181.0–81

По технічному завданню Ж = 2,5 с.

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

На другій стадії відбувається подальше зближення часток заповнювача між собою і видалення деякої частини повітря, що залишилося. Тривалість другої стадії [4]:

$$t_2 = (1,0 \dots 4,0) \cdot Ж \quad (2.4)$$

По зазначеним вище причинах беремо максимальний час $t_2 = 4,0 \cdot Ж = 4,0 \cdot 2,5 = 10 \text{ с}$. Жорсткі суміші доущільнюються за умови додаткового обтиснення, тобто з привантажем, час ущільнення з привантажем дорівнює:

$$t_3 = (1,0 \dots 2,0) \cdot Ж = 1,5 \cdot 2,5 = 4 \text{ с} \quad (2.5)$$

Тоді повний час вібраційного впливу на бетон t, хв.

$$t = 25 + 100 + 40 = 165 \text{ с} = 2,75 \text{ хв} \quad (2.6)$$

Оцінка інтенсивності вібраційного впливу по питомій потужності коливань дозволяє перевірити параметри машини виходячи з основної залежності, що зв'язує питому роботу, вироблену машиною з легкокладальністю суміші вираженою питомою роботою ущільнення [5]:

$$\bar{W} = \bar{P} \cdot t \quad (2.7)$$

де t – необхідна тривалість вібрування, с.

При відсутності даних можна використовувати [5], де приведені орієнтовані значення W. Для сумішей жорсткістю 21...30 с,

$\bar{W} = 400 \dots 800 \text{ м}^2 / \text{с}^2$. Приймавши середнє значення $\bar{W} = 600 \text{ м}^2 / \text{с}^2$, знаходимо питому потужність коливань $\bar{P} = \frac{600}{165} = 3,6 \text{ м}^2 / \text{с}^2$, що більше мінімально припустимої $P = 2,0$ [4].

2.3. Методика розрахунку конструктивних параметрів вібромайданчика.

Методикою передбачено визначення вихідних даних до розрахунку та параметри і характеристики, потім розробка конструктивної схеми та розрахунок.

2.3.1. Визначення вихідних даних, параметрів та характеристик до розрахунку

Вихідні дані до розрахунку:

- габаритні розміри виробу, що формується; довжина l , ширина b , висота h в м;
- склад суміші та кінцева щільність ρ , кг/м³;
- параметри коливань: амплітуда x , мм; кутова частота ω , с⁻¹.

Параметри та характеристики, що підлягають визначенню:

- визначення мас, що здійснюють коливальний рух;
- визначення силових і енергетичних характеристик вібромайданчика.

2.3.2. Вибір конструктивної схеми вібромайданчика й установлення її розмірів.

Для вибору конструктивної схеми приймаємо конструкцію обґрунтованого вібромайданчика з гармонійними коливаннями (рис2.1), робочий орган якої складається з окремих уніфікованих блоків. Такий вібромайданчик з дебалансними віброзбуджувачами створює вертикальні спрямовані коливання й, залежно від числа віроблоків, може забезпечити розміщення форми з виробами практично будь-яких розмірів у плані.

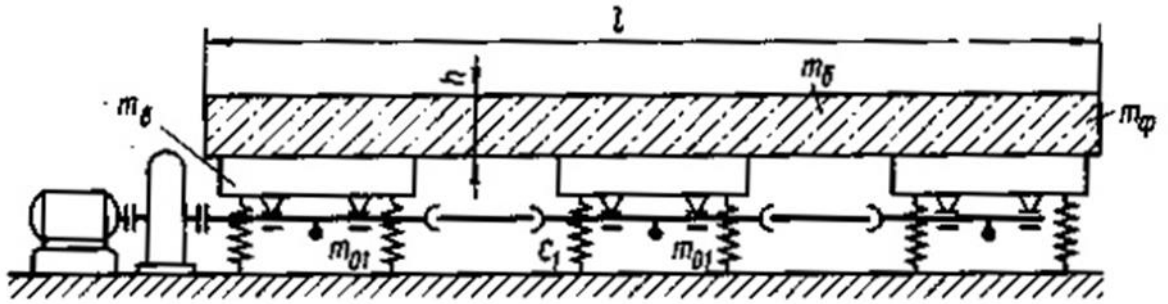


Рис. 2.3. Розрахункова схема вібромайданчика з гармонійними коливаннями

Число віброблоків, які компонуються в єдину систему, визначається необхідною вантажопідйомністю й розмірами форми в плані з виробом $\ell_1 \times b_1$. Відомості про вантажопідйомність окремих блоків, рекомендації щодо відстані між ними і їхніми геометричними розмірами можуть бути отримані з довідника по вібраційних машинах. При цьому варто враховувати, що консольне звисання форми від краю системи блоків має не перевищувати 5% від лінійного розміру форми. На підставі взятої схеми викреслюється ескіз конструкції з основними розмірами й визначається загальне число опор n_{np} і дебалансів n_{db}

Визначення мас, що здійснюють коливання.

На рис. 2.3 зображена схема до розрахунку конструкції вібромайданчика. З неї випливає, що в коливаннях беруть участь: маса бетонної суміші m_b ; маса форми m_ϕ ; маса віброуючих частин m_e , тобто маса віброблоків, включаючи і масу вібровбудувачів. Маса бетонної суміші визначається шляхом визначення об'єму з наступним множенням на V , m^3 , і задану щільність ρ , $кг/м^3$, тобто $m_b = \rho V$, $кг$. Маси форми й віброуючих частин машини можуть бути отримані з довідкової літератури.

При відсутності таких даних для попередніх розрахунків можна брати: $m_\phi = (0,6...1)m_b$, $m_e = (0,2...0,4)(m_\phi + m_b)$ для блокових віброплощадок і $m_e = (0,6...1,2)(m_\phi + m_b)$ для робочих органів, виконаних у вигляді суцільної рами[3]. Повна коливна маса $m_{повн} = m + m_b$, де $m = m_e + m_\phi$. Звичайно $m_b / m = 0,3...0,7$ [4]

Вибір необхідного режиму коливань і визначення жорсткості опор.

Вібромайданчик з відцентровим вібровозбуджувачем, що розраховується, являє собою одномасову систему, оскільки коливальна маса безпосередньо зв'язана віброізованими пружинами з фундаментом.

Для виконання санітарно-гігієнічних норм і забезпечення зарезонансного режиму коливань власна кутова частота коливань вібромайданчика ω_0 визначається із умови віброізоляції:

$$\omega_0 \leq \frac{\omega}{7 \dots 10},$$

Тоді сумарна жорсткість усіх пружин C_0 визначається за формулою [1]:

$$C_0 = \omega_0^2 m_{\text{повн}}, \text{ Н/м},$$

де $m_{\text{повн}} = m + m_{\delta}$ вся маса системи, а жорсткість однієї пружини:

$$C_1 = \frac{C_0}{n_{\text{пр}}}, \text{ Н/м}$$

Визначення загального статичного моменту маси дебалансів.

Задана амплітуда переміщень X_{δ} може бути забезпечена, якщо змушувальна сила здатна перебороти не тільки активні й реактивні опори самої віброплощини, а і силу реакції бетонної суміші при її взаємодії з робочим органом. У відцентрових вібровозбуджувачах змушувальна сила має вираз $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$. Отже, завдання полягає у визначенні загального статичного моменту маси $m_0 r_0$ дебалансів при заданій кутовій частоті ω . Вираз для амплітуди коливань устанавлює взаємозв'язок усіх мас і параметрів розрахунку і є вихідним для розрахунку статичного моменту маси дебалансів [3]:

$$x_{\delta} = \frac{m_0 r_0}{m} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{m_{\delta}}{m} a\right)^2 + \left(\frac{m_{\delta}}{m} d\right)^2}} \quad (2.8)$$

або

$$x_{\delta} = \frac{m_0 r_0}{m} \mu, \quad (2.9)$$

де μ – коефіцієнт динамічності коливань робочого органа при його взаємодії з бетонною сумішшю в зарезонансному режимі коливань; $x_{\delta} = \frac{m_0 r_0}{m}$ – амплітуда переміщень робочого органа в зарезонансному режимі без бетонної суміші; a – хвильовий коефіцієнт реактивного опору бетонної суміші в зоні контакту з робочим органом; d – те ж активного (дисипативного) опору.

Безрозмірні коефіцієнти a й d , враховують хвильовий характер процесів, які відбуваються в бетонній суміші, і встановлюють ступінь впливу реактивної і активної складових реакції бетонної суміші на коливання робочого органа[4] (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Хвильові коефіцієнти впливу бетонної суміші
на коливання робочого органа вібромайданчика

Висота стовпа суміші h , м	Малорухомі суміші		Помірно жорсткі суміші		Жорсткі суміші	
	a	d	a	d	a	d
0,1	0,96	0,05	0,95	0,07	0,9	0,1
0,15	0,65	0,1	0,6	0,15	0,55	0,2
0,2	0,7	0,15	0,65	0,2	0,6	0,25
0,25	-0,25	1,2	-0,24	1,25	-0,23	1,3
0,3	-0,8	0,75	-0,75	0,8	-0,7	0,65
0,35	-0,34	0,37	-0,3	0,32	-0,25	0,23
0,4	-0,13	0,16	-0,1	0,12	-0,09	0,05

Крім того, отримані й зведені в табл. 2.2 значення коефіцієнтів динамічності μ для різних співвідношень мас бетонної суміші й коливних мас робочого органа з формою, тобто m_{δ} / m . [4]

Таблиця 2.2

Коефіцієнт динамічності μ

Відно- шення m_0 / m	Висота стовпа маси, м						
	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
	Малорухомі суміші						
0,3	0,847	0,836	0,826	1,007	1,262	1,105	1,04
0,4	0,806	0,793	0,78	0,985	1,345	1,141	1,05
0,5	0,769	0,754	0,739	0,943	1,413	1,176	1,07
0,6	0,735	0,718	0,703	0,898	1,454	1,21	1,08
0,7	0,704	0,686	0,669	0,849	1,459	1,242	1,09
	Помірно жорсткі суміші						
0,3	0,858	0,847	0,836	0,999	1,232	1,093	1,03
0,4	0,818	0,805	0,792	0,968	1,299	1,124	1,04
0,5	0,775	0,769	0,76	0,926	1,347	1,156	1,05
0,6	0,746	0,731	0,722	0,878	1,369	1,187	1,06
0,7	0,713	0,692	0,681	0,828	1,362	1,218	1,07
	Жорсткі суміші						
0,3	0,869	0,857	0,846	1,004	1,229	1,078	1,027
0,4	0,833	0,818	0,804	0,972	1,306	1,105	1,037
0,5	0,799	0,782	0,766	0,928	1,376	1,133	1,047
0,6	0,768	0,749	0,731	0,876	1,431	1,164	1,056
0,7	0,74	0,718	0,699	0,824	1,463	1,189	1,066

Таким чином, визначивши по табл. 6.2 коефіцієнт динамічності μ , на підставі виразу (2.2) одержимо необхідний для заданої амплітуди загальний статичний момент маси дебалансів $m_0 r_0$.

Визначення потужності двигуна вібромайданчика.

Енергія вібромайданчика складається з енергії, що витрачається на подолання активних (дисипативних) опорів у самій машині і бетонній суміші при коливаннях та енергії на подолання сил тертя в підшипниках вібровозбуджувача.

Отже, необхідна потужність має дві складові: потужність коливань P_K і потужність сил тертя P_{TP} .

Потужність коливань розраховується за максимальним значенням, що може розвинути існуюча змушувальна сила при збільшенні дисипативних опорів системи.

Для вібромайданчиків з напрямленими коливаннями, що працюють у зарезонансному режимі, потужність коливань Вт, визначається за залежністю

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x'_0 \omega, \quad (2.10)$$

де F_0 – необхідна для підтримки заданої амплітуди змушувальна сила, розрахована з урахуванням впливу бетонної суміші на робочий орган машини; x'_0 – амплітуда переміщень робочого органа при врахуванні тільки реактивних сил системи:

$$x'_0 = \frac{m_0 r_0}{m_0 a + m}, \quad (2.11)$$

ω – частота змушених коливань.

Для вібромайданчиків із круговими коливаннями:

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x'_0 \omega. \quad (2.12)$$

Потужність сил тертя в підшипниках вібровозбуджувача, Вт:

$$P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega, \quad (2.13)$$

де $\mu = 0,005 \dots 0,008$ – коефіцієнт тертя в підшипниках; d_u – діаметр цапфи підшипника.

Потужність двигуна, кВт:

$$P_D = \frac{\max P_{CP} + P_{TP}}{1000 \eta}, \quad (2.15)$$

де η – ККД передачі.

2.4. Числовий розрахунок конструктивних параметрів вібромайданчика.

Потрібно визначити основні параметри вібромайданчика для формування залізобетонної плити з розмірами: довжина $l = 6$ м; ширина $b = 1,5$ м і висота $h = 0,3$ м. Виріб формується з малорухомої бетонної суміші, що має щільність $\rho = 2000$ кг/м³. Необхідна амплітуда переміщень робочого органа $X_{\delta} = 0,6$ мм, кутова частота коливань $\omega = 314$ с⁻¹. Розміри піддона форми $l_1 = 6,2$ м; $b_1 = 1,7$ м.

1. Вибір конструктивної схеми вібромайданчика .

Конструктивна схема вібромайданчика вибирається на підставі рекомендацій, в основі яких лежать геометричні розміри виробу (для $h \leq 0,25$ м – вібромайданчик з гармонійними коливаннями; для $h > 0,25$ м – вібромайданчик з негармонійним віброударним режимом руху). Для даного прикладу прийнятим є вібромайданчик з гармонійними коливаннями, робочий орган якого складається з окремих уніфікованих блоків, число яких визначається залежно від габаритних розмірів форми в плані ($l_1 \times b_1$). При заданій ширині форми $b_1 = 1,7$ м вибирається конструкція майданчика, що складається із 8 уніфікованих віброблоків, що розташовані у два ряди, з розміром між осями рядів 1,15 м і розміром між віброблоками в кожному ряді 1,7 м. Таке розташування віброблоків забезпечить звисання форми з опор по периметру не більше 5% лінійних розмірів ширини й довжини форми. Інші елементи конструкції (синхронізатори, карданні вали, пружні опори) вибираються у відповідності до типу уніфікованого ряду і відповідно до основних розмірів визначається загальне число пружних опор і дебалансів. У нашому випадку $n_{np} = 32$, $n_{ДБ} = 32$.

2. Визначення коливних мас.

Маса виробу, що формується $m_{\delta} = \rho V = 2000 \cdot 2,7 = 5400$ кг.

Маса форми $m_{\phi} = (0,6 \dots 1)m_{\delta} = 5000$ кг.

Маса коливних частин вібромайданчика

$$m_{\delta} = 0,25 (m_{\phi} + m_{\delta}) = 0,25 (5400 + 5000) = 2600 \text{ кг} .$$

Повна коливна маса $m_{повн} = m + m_{\delta} = 13\ 000$ кг, де $m = m_{\delta} m_{\phi}$.

3. Забезпечення необхідного режиму коливань.

Вібромайданчик являє собою одномасну систему. Тому для виконання санітарно-гігієнічних норм і забезпечення зарезонансного режиму коливань сумарна жорсткість пружних опор визначається за формулою:

$$c_0 = \omega_0^2 m_{повн},$$

де $\omega/\omega_0 = 7 \dots 10$.

Тоді $\omega_0 = 314 / 7 = 44,86 \text{ с}^{-1}$ і $c_0 = (44,86)^2 \cdot 13000 = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$. При цій сумарній жорсткості пружних опор заданий режим роботи буде забезпечений.

4. Визначення загального статичного моменту маси дебалансів.

Вибирається вихідна розрахункова залежність для статичного моменту маси дебалансів. Для цього необхідно визначити співвідношення мас m_{δ} / m . Якщо воно перебуває в межах, зазначених у табл. 2.1, то вихідною залежністю може бути взята формула (2.9). Якщо співвідношення виходить за рамки значень, наведених у табл. 2.1, то розрахунок варто вести по формулі (2.8), для використання якої необхідно мати числові значення хвильових коефіцієнтів a й d , що наведені в табл. 2.2.

Співвідношення $m_{\delta} / m = 5400 / 7600 \approx 0,7$. Отже, ми можемо використати табл. 2.2 для знаходження коефіцієнта динамічності μ . З табл. 2.2 для m_{δ} / m малорухомої суміші $\mu \approx 1,46$.

Тоді з формули (2.9) загальний статичний момент маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{X_0 m}{\mu} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 7600}{1,46} = 3,123 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

5. Знаходження потужності приводу вібромайданчика. Потужність на коливання обчислюється по формулі (2.10):

$$P_{CP} = \frac{1}{4} F_0 x'_{\delta} \omega = \frac{1}{4} 30,79 \cdot 10^4 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 314 = 23,2 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 23,2 \text{ кВт},$$

де, відповідно до формули (2.9):

$$x'_{\delta} = \frac{m_0 r_0}{m_{\delta} a_1 m} = \frac{3,123}{-5400 \cdot 0,8 + 7600} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Потужність на тертя в підшипникових вузлах майданчика визначається формулою (2.11), в якій для попередніх розрахунків можна взяти діаметр шийки вала $d_u \approx 0,06$ м, а умовний коефіцієнт тертя для підшипників $\mu = 0,005 \dots 0,015$.

Тоді

$$P_{TP} = \frac{1}{2} F_0 \mu d_u \omega = \frac{1}{2} 30,79 \cdot 10^4 \cdot 0,01 \cdot 0,06 \cdot 314 = 29 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 29 \text{ кВт}.$$

Потужність приводу з урахуванням ККД

$$P_{CP} = \frac{\max P_{CP} + P_T}{\eta} = \frac{23,2 + 29}{0,9} = 58 \text{ кВт}.$$

Розділ 3. Розрахунки параметрів та на міцність деталей вібромайданчика

3.1. Розрахунок дебаланса вібробуджувача

Проектування і розрахунок дебалансу передбачає вибір його форми і визначення маси та геометричних розмірів. Що стосується форми, то на практиці

найпоширенішими є такі форми: у вигляді кільцевого сектора, спеціальний модифікований у вигляді кільцевого сектора, видовженої та циліндричної форми. Дебаланс вібробудувача приймається у вигляді сектора.

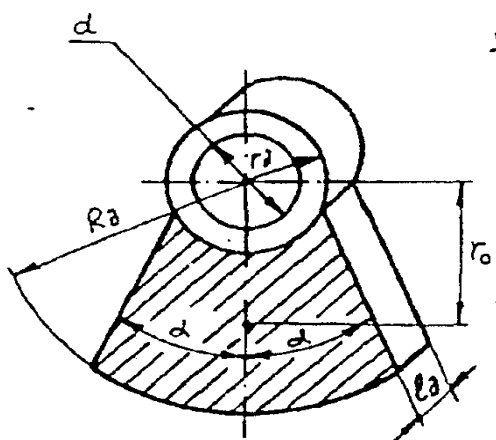


Рис.3.1. Схема дебаланса вібратора.

Дебалансом тут є маса m_0 , що умовно заштрихована і має ексцентриситет r_0 , площу s і товщину l_d . Означені параметри і підлягають визначенню. Радіус R_d вибирають, виходячи з конструктивних міркувань з тим, щоб при обертанні між дебалансом і нерухомими деталями завжди зберігався зазор не менший від 5 мм. Ексцентриситет r_0 знаходять за рівняннями статичних моментів площ елементарних частин, на які поділяється плоска фігура нерівноваженої частини дебаланса. Якщо товщина дебалансу l_d , що відшукується, виявиться значно більшою, ніж того потребує опорна конструкція то, кут α або, за можливості, радіус R змінюють, а в разі необхідності змінюють і саму конструкцію. Виходячи з аналізу діючих конструктивних розмірів дебалансів, в роботі[1] пропонується орієнтуватися на такі залежності: $r_d = (0,7 \dots 1,0)d_d$, де d_d - діаметр маточини вала, на якому кріпиться дебаланс; $l_d = (0,4 \dots 0,6)d_d$; $R = (0,06 \dots 0,16)$ м; кут $\alpha = 90 \dots 180^\circ$ для дебаланса.

Розрахунок дебалансу здійснюємо в наступній послідовності.

1. Переводимо кут сектора у розмірність з градусів до системи числення у радіанах:

$$\alpha_{rad} = \frac{\alpha \pi}{180^\circ} = \frac{60 \cdot \pi}{180} = 1.047$$

2. Розраховуємо площу неврівноваженої частини кільцевого сектора:

$$s = \alpha_{рад} (R_{\partial}^2 - r_{\partial}^2) = 1,047(140^2 - 55^2) = 17360 \text{ мм}^2,$$

3. Визначаємо ексцентриситет

$$r_0 = \frac{2 \sin \alpha}{3 \alpha_{рад}} \left(\frac{R_{\partial}^3 - r_{\partial}^3}{R_{\partial}^2 - r_{\partial}^2} \right) = \frac{2 \sin 1,047}{3 \cdot 1,047} \left(\frac{140^3 - 55^3}{140^2 - 55^2} \right) = 85,739 \text{ мм}$$

4. Знаходимо товщину дебалансу:

$$l = \frac{m_0 r_0}{s \cdot \rho \cdot r_0} = \frac{500}{17360 \cdot 7800 \cdot 85,739} = 43 \text{ мм}$$

5. Визначаємо масу неврівноваженої частини дебалансу $m_{н.ч}$:

$$m_{н.ч} = \frac{m_0 r_0}{r_0} = \frac{500}{75,706} = 8,832$$

Маса зрівноваженої частини дебалансу:

$$m_{.ч} = l_d \rho \pi \left(r_d^2 - \left(\frac{d_d}{2} \right)^2 \right) = 43 \cdot 7800 \cdot \pi \left(55^2 - \left(\frac{55}{2} \right)^2 \right) = 2,395$$

Загальна маса дебалансу:

$$m = m_{н.ч} + m_{.ч} = 8,832 + 2,395 = 8,226$$

3.2 Розрахунок на міцність валу віброзбудника

На рисунку 3.2 приведена схема навантаження та епюра згинальних моментів на вал віброзбудника.

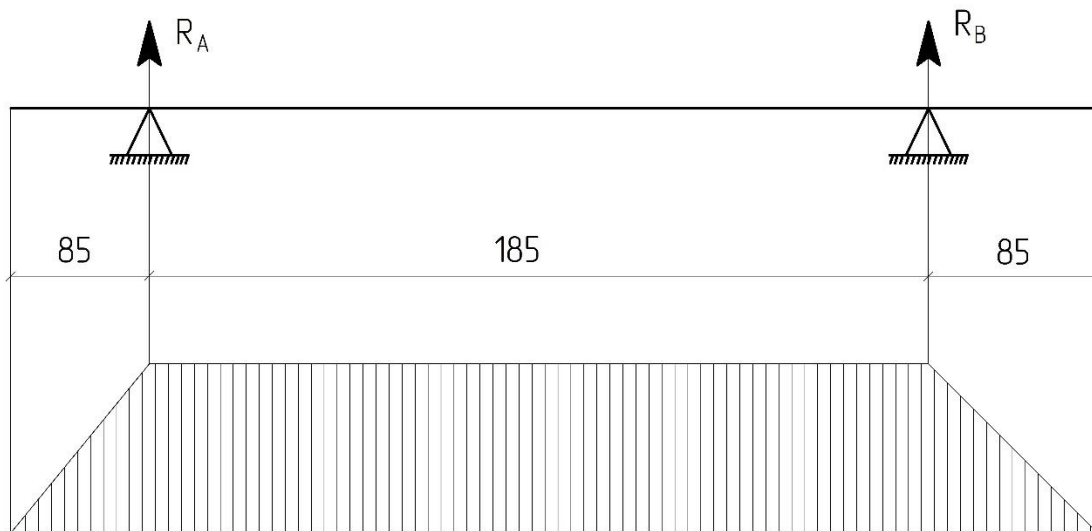


Рис. 3.2 Розрахункова схема

Діаметр вала визначаємо за формулою[6]:

$$D = \sqrt{M_{и} / 0,1[G]} = \sqrt{75426 / 0,1 \cdot 130} = 38,7 \approx 40 \text{ мм}$$

Так як навантаження на вал вібробудника значно більше, то діаметр його вала приймаємо $D = 40$ мм.

Вибір підшипника.

У відповідності до рекомендацій [7] довговічність радіального сферичного роликопідшипника середньої широкої серії можна прийняти: $L_n = 8500$ год.

Виходячи із отриманих розрахунків реакцій визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (V_x \cdot F_r + I \cdot F_a) K_o \cdot K_T = 887,7 \cdot 2,5 \cdot 1,1 = 24408,18 \text{ Н}$$

Де $V = 1$ – коефіцієнт обертання;

$X = 1$ – коефіцієнт радіальної сили F_r ;

$K_T = 2,5$ – коефіцієнт безпеки;

$K_o = 1,1$ – коефіцієнт що враховує вплив температури.

За таблицями для даної довговічності і частоти обертання

знаходимо значення: $C/P = 7,3$

Звідси слідує, що динамічна вантажопідйомність, що потребує:

$$C = p \cdot 7,3 = 24408,18 \cdot 7,3 = 178179,68 \text{ Н}$$

З таблиці вибираємо підшипник радіальний сферичний роликопідшипник середньої широкої серії з динамічною вантажопідйомністю 178179Н. Умовне позначення якого 3314, D=40мм;

Так як внутрішній діаметр підшипника D=40 мм, що відповідає то діаметру вала під підшипник.

3.3. Перевірочний розрахунок карданного валу

Для даної конструкції вібромайданчика передача обертаючого моменту, приймаємо уніфікований карданний вал, прийнятний для вібромайданчика(рис.3.3)

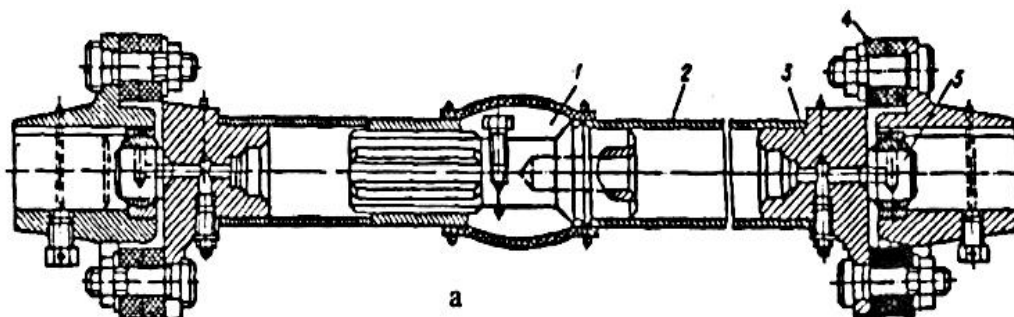


Рис.3.3. Уніфікований карданний вал вібромайданчика.

Карданний вал призначений для передачі обертання і компенсації зміщення і перекосу осі валів віброблоків. Він складається із двох еластичних муфт 3, з'єднаних трубним складальним телескопічним валом 2. Конструкція муфти допускає певний перекіс валів завдяки наявності пружних елементів 4 між напівмуфтами і центруючою кульовою опорою 5. Телескопічне шліцьове з'єднання двох частин вала дозволяє в заданих межах змінювати відстань між віброблоками, завдяки чому полегшується монтаж і демонтаж вібромайданчика. Шліцьове з'єднання закрито кожухом 1. Так як карданний вал не підтримує обертаючі деталі, тому він працює тільки на обертання.

Перевірочний розрахунок валу здійснюємо по формулі:

$$\tau_k = T \square d^3 / (0,2D^3) \leq [\tau_r], \quad (3.1)$$

де – допустиме напруження на обертання,

T – обертаючий момент на валу.

Обертаючий момент на валу буде дорівнювати:

$$T = P/\omega = 5500/157 = 35 \text{ Нм}$$

За третьою теорією міцності будемо мати:

$$D = \sqrt{\frac{32 * T}{\pi [t][1 - (d / D)]}}, \quad (3.2)$$

де d – діаметр внутрішнього валу, $d = 40 \text{ мм}$,

D – діаметр зовнішнього валу, $D = 45 \text{ мм}$

Підставив числові значення у формули (3.1) та (3.2) отримаємо,

що $D = 25,4 \text{ мм}$, а прийнятий діаметр вала значно більше ($D = 45 \text{ мм}$), тобто задовольняється умова міцності(3.1)

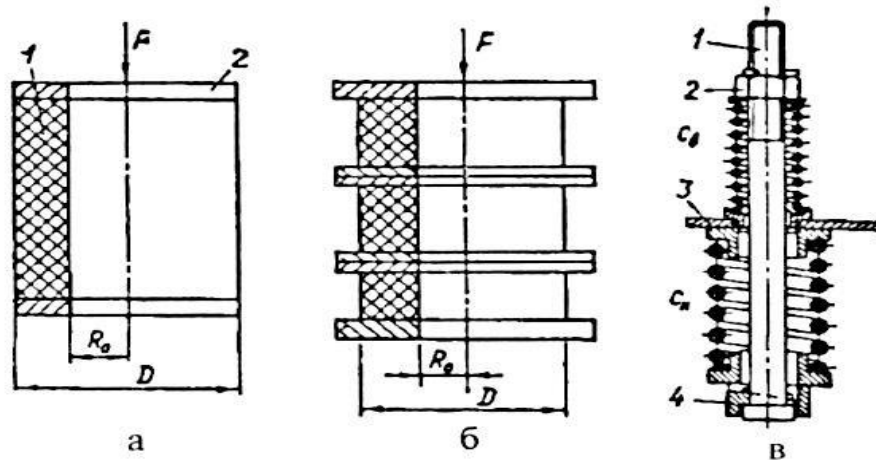
Розрахунок пружних опор вібромайданчика

Пружні зв'язки й опори у вібромашинах зарезонансного типу виконують роль амортизаторів, у резонансних їх можна використовувати для підсилення коливань, а в ударно-вібраційних — як обмежники коливань. Для пружних елементів застосовують сталеві пружини, гумометалеві опори, пневмобалони із гумокордної тканини, пластинчасті ресори. Гумометалеві пружні опори (рис. 3.4,а) виконують у вигляді циліндричних або призматичних гумових елементів 1, що привулканізовані до сталевих шайб 2 за допомогою шару латуні 0,00125...0,0015 мм. Такий спосіб закріплення забезпечує добрий опір при вібрації й ударі. Для підвищення піддатливості та зменшення тепловіддачі при динамічному навантаженні у гумових елементах передбачений центральний отвір. Збірні конструкції гумометалевих амортизаторів (рис.3.4,б) складаються з однакових елементів, зміною яких можливо регулювати жорсткість опори. Переваги такого типу амортизаторів у порівнянні з пружними полягають в суттєвому зменшенні маси, підвищенні довговічності за рахунок відсутності частин, що труться, а також в ефективнішому гашенні вібрації завдяки великому внутрішньому тертю гуми. Для виготовлення гумометалевих амортизаторів

використовують гумові суміші на основі натурального або синтетичного каучуку з домішками. В залежності від співвідношення домішок механічні властивості гумових виробів змінюються: допустимі напруження при статичному стиску — від 80 до 250 Н/м², твердість — від 30 до 70 од.

Рис.3.4. Пружні опори вібромашин: а, б — гумометалеві; в — металеві.

Пружини вібраційних машин виготовляють із конструкційної сталі з підвищеним вмістом кремнію 55С2; 60С2А; 70С3; 60С2Н2А. Рекомендована



термообробка для цих сталей — гартування у воді з наступним середнім відпуском до твердості НВ 440—450. У вібромайданчиків з вертикально-гармонійними коливаннями конструкція пружної опори складається з двох сумісно працюючих пружин (рис.3.4,в), що мають загальну жорсткість $C = C_n + C_v$. Рама робочого органу 3 розташовується між нижньою і верхньою пружинами. Обидві пружини, з'єднані стяжним болтом 1, мають можливість заздалегідь затягуватись гайкою 2. Головка болта закріплена на опорній конструкції машини 4. Співвідношення жорсткостей $C_n/C_v \approx 3$, завдяки чому забезпечується цілковита відсутність відриву конструкції робочого органу 3 від пружинних опор.

Розрахунок пружної опори вібромайданчика здійснено в наступній послідовності. Визначаємо статичне навантаження на одну пружину від ваги

Д
е
Г
к
—
В
а
г
К
а
і
Ж
Д
Р
Б
В
К
Л
М
Н
О
П
Р
С
Т
У
Ф
Х
Ц
Ч
Ш
Щ
Ю
Я
а
б
в
г
д
е
ж
з
и
й
к
л
м
н
о
п
р
с
т
у
ф
х
ц
ч
ш
щ
ю
я

$$P = \frac{G_k}{i \cdot i_1} \quad (3.3)$$

$$G_k = m_{cp} g$$

де m_{cp} – маса коливних частин вібромайданчика, кг; $m_{cp} = 2600$ (3.4)

$$G_k = 2600 \cdot 9,8 = 25480$$

Виходячи із конструкції віроблока приймаємо (3.5)

i – кількість опор – 4

$$P = \frac{25480}{4 \cdot 1} = 6370 \quad (3.6)$$

$$c = \frac{Gd}{8e^3 n_p}$$

де G – модуль пружності другого роду матеріалу пружини. Приймаємо (3.7)

$$e = \frac{D_{cp}}{d} \quad (3.8)$$

де D_{cp} – середній діаметр пружини, мм; $D_{cp} = 120$;

d – діаметр валика пружини, мм; $d = 18$.

Приймаємо по рекомендаціям

$$e = \frac{120}{18} = 6,66$$

$$(3.9) \quad c = \frac{7,5 \cdot 10^{10} \cdot 0,018}{8 \cdot 6,66^3 \cdot 4,5} = 1,27 \cdot 10^5 \text{ Н / м}$$

Статичне осадження пружини f_{cm} , мм

(3.10)

$$f_{cm} = \frac{P}{c} = \frac{1960}{1,27 \cdot 10^5} = 0,0154 = 15,4 \text{ мм}$$

(3.11)

Повне осадження пружини при робочому режимі $f_{\text{н}}$, мм

$$f_{\text{н}} = f_{\text{см}} + A \quad (3.12)$$

де A – амплітуда коливань вібромайданчика, м; $A = 0,00045$.

$$f_{\text{н}} = 0,0154 + 0,00045 = 0,01988 \approx 0,02 \quad (3.13)$$

Максимальне напруження в пружині при сталому режимі роботи $\tau_{\text{н}}$, МПа

$$\tau_{\text{н}} = \frac{n_0 f_{\text{н}} G d}{\pi n_p D^2_{\text{сп}}}$$

– коефіцієнт, що враховує напруження у внутрішніх волокнах валика

$$\tau_{\text{н}} = \frac{1,25 \cdot 0,02 \cdot 7,5 \cdot 10^{10} \cdot 0,018}{3,14 \cdot 4,5 \cdot 0,12^2} = 155 \cdot 10^6 = 155 \quad (3.15)$$

Мінімальне напруження у пружині при сталому режимі $\tau_{\text{м}}$, МПа

$$\tau_{\text{м}} = \frac{f_{\text{н}} - 2A}{0,02 - 2 \cdot 0,00045} \tau_{\text{н}} = \frac{0,02 - 2 \cdot 0,00045}{0,02} \cdot 155 = 90,0$$

Запас міцності пружини при розрахунку на циклічну міцність [12]

$$\frac{1}{m} = \frac{\tau_{\text{н}}}{2\tau_3} \left[\left(1 - \frac{\tau_{\text{м}}}{\tau_{\text{н}}}\right) + \left(2 \frac{\tau_3}{\tau_0 - 1}\right) \left(1 - \frac{\tau_{\text{м}}}{\tau_{\text{н}}}\right) \right] \quad (3.17)$$

$$\quad (3.18)$$

де τ_3 – границя текучості матеріалу пружини при крученні, МПа; $\tau_3 = 950$;

τ

m – запас міцності, що рекомендується, $m = 1,2 \dots 2$.

– границя втоми матеріалу при крученні, МПа; $\tau_0 = 500$;

$m = 7,1$

Е

М

Умови міцності пружини при циклічних навантаженнях виконується.

В

Крок витків пружини h , мм

Е

Д

Е

$$h = d + \frac{f_{\max}}{n_p} + \delta_p \quad (3.20)$$

де $\delta_p = 0,001 \text{ м}$

$$h = 0,018 + \frac{0,02}{4,5} + 0,001 = 0,0289 \text{ м} \quad (3.21)$$

Висота пружини H , мм

$$H = n_p \cdot n + (n_1 - 0,5)d$$

де $n_1 = 1,5$ – кількість непрацюючих витків пружини

$$H = 4,5 \cdot 18,9 + (1,5 - 0,5) \cdot 18 = 124,5 \quad (3.23)$$

Власна частота коливань вібромайданчика ω_z , с^{-1} ^(3.22)

$$\omega_z = \sqrt{\frac{c \cdot i \cdot i_1}{m_{\text{м.д}}}} \quad (3.24)$$

$$\omega_z = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 1}{2600}} = 14,7 \quad (3.25)$$

Коефіцієнт вібрації [12]

$$\mu = \frac{1}{\alpha^2 - 1} \quad (3.26)$$

д

е ω

$$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega_z} = \frac{300}{14,7} = 20,4 \quad (3.27)$$

–

$$\mu = \frac{1}{4,15^{-2} - 1} = \frac{1}{16,2} = 0,0616$$

Ефективна віброізоляція виконується, якщо

з

м

у

$$(3.28)$$

ш

Тобто умова віброізоляції виконується

Розділ 4. Техногенна безпека

. Обґрунтування важливості техногенної безпеки

Розвиток технологій в будівельній галузі спонукав до необхідності механізації в промисловості будівельних матеріалів, що викликало широке застосування різноманітної техніки, в тому числі вібраційних машин і механізмів. Як наслідок, зросла чисельність людей, що піддаються негативній дії шкідливих чинників, що виникають в процесі експлуатації.

Для усунення або зменшення негативного впливу шкідливих факторів, які виникають в процесі експлуатації вібромайданчика, необхідно ознайомитися із сутністю їх виникнення та проаналізувати кожен з них. На етапі проектування треба передбачити захисно-запобіжні пристрої, які б дали змогу безпечно обслуговувати дану машину. Тому виникає задача охорона праці[8], здійснення аналізу потенційних небезпек і шкідливих факторів при експлуатації вібромайданчика, застосування запобіжних пристроїв, які передбачені при проектуванні з метою безпечної експлуатації вібромайданчика.

Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів при експлуатації вібромайданчика

Небезпеками в процесі експлуатації вібромайданчика є:

- можливість ураження робітників електричним струмом;
- вплив шуму та вібрації, що передається від вібромайданчика.

Так, як вібромайданчик розміщується прямо на робочому місці в цеху заводу, то за таких умов, небезпека ураження електричним струмом є важливою проблемою і належать до зони з підвищеною небезпекою чи особливо небезпечної.

Джерелом електронебезпеки вібромайданчика є: струмоведучі дроти, електродвигуни окремих механізмів та система керування роботою вібромайданчика.

Небезпека експлуатації електроустановок визначається тим, що струмоведучі провідники (або корпуси машин, що виявилися під напругою в результаті пошкодження ізоляції) не подають сигналів небезпеки, на які реагує людина, реакція на електричний струм виникає лише після його проходження через тканини людини.

Людське тіло, яке складається з великої кількості клітин, різних за своєю будовою і складом, є провідником електричного струму, так, як живі клітини містять значну кількість розчинів та солей. Відмінності у будові й наявності цих речовин визначає їх різний електричний опір.

Наслідками проходження електричного струму через організм людини можуть бути: термічна, електролітична та біологічна дія, електричний удар, травма і шок.

Результат дії електричного струму залежить від ряду факторів:

- роду та сили струму;
- частоти змінного струму;
- напруги;
- опору організму людини;
- часу дії струму;
- площі контакту тіла людини зі струмом;
- шляху проходження струму через організм;
- індивідуальних особливостей постраждалого;
- зовнішнього середовища.

Вібрацію за характером впливу на людину поділяють на загальну і

локальну. Загальна вібрація діє на увесь організм людини через опорні поверхні – сидіння, підлогу, а локальна вібрація впливає лише на окремі частини тіла (здебільше на руки).

В нашому випадку має місце локальна вібрація, яка передається через взаємодію з окремими частинами установки. Джерелами виникнення вібрації є: робота електродвигунів, обертальний рух лопатевих валів змішувача, та дисбаланс обертових частин приводів.

Як наслідком вібрації є поява шуму. Шум – це звукові коливання, які виникають у результаті коливання частинок у твердих, рідких і газоподібних середовищах. Шум (чутний звук) виникаючий при роботі установки відноситься до механічного – виникає через коливання окремих механізмів.

Як і вібрація, шум негативно впливає на організм людини. Його вплив виявляється у специфічній патології органів слуху, несприятливому впливові на нервову і серцево-судинну (підвищення кров'яного тиску) та інші системи організму людини, у послабленні пам'яті, зміні шкіряної чутливості, підвищенні подразливості, зниженні продуктивності праці, особливо розумової, і частішому виникненню травм.

Методами зниження негативного впливу вібрації та шуму є: вібро-звукоізоляція, які полягають в обмеженні розповсюдження коливань від джерела виникнення та віброзвукопоглинання, які полягають у використанні додаткових матеріалів з великим внутрішнім тертям.

При експлуатації вібромайданчика дії вібрації піддаються практично всі її вузли та механізми, що безумовно негативно впливає на здоров'я обслуговуючого персоналу. Шкідлива дія вібрації проявляється у вигляді підвищеної втомлюваності, головного болю, болю в сугавах, підвищеної дратівливості, порушенні координації рухів. В окремих випадках, довготривала дія інтенсивних вібрацій призводить до виникнення вібраційної хвороби, яка характеризується тяжкими, часто незворотними, змінами в центральній нервовій і серцево-судинній системах, а також в опорно-руховому апараті. Для зменшення вібрації при роботі асфальтозмішувачих установок застосовують вібропоглиначі

(гумові прокладки).

4.3 Запобіжні пристрої, які передбачені при проектуванні з метою безпечної експлуатації вібромайданчика

З метою безпечної експлуатації проектом передбачено такі запобіжні пристрої:

- для забезпечення електробезпеки – захисне заземлення та автоматичні вимикачі;
- для уникнення випадкової взаємодії з механічними передачами – захисні кожухи;
- для зменшення негативного впливу в процесі перемішування компонентів асфальтобетонної суміші – змішувальний агрегат виконано монолітною системою від грохота (зверху) до змішувача (знизу), що не дає можливості виходу їх на зовні (навколишнє середовище);
- для запобігання попадання великих сторонніх предметів – грохот;
- для безпечного монтування і експлуатації змішувального агрегату – площадки та драбини з огороженням, спеціальні стропові отвори і провушини, які знаходяться на корпусах і рамах окремих одиниць.

Передбачено спеціальні позначення, які вказують на напрям обертання валів.

Для зменшення негативного впливу вібрації, необхідно провести балансування обертових частин агрегатів окремо перед монтуванням і введенням установки в експлуатацію

Повинні бути в наявності таблички: “Не вмикати працюють люди”, яка вивіщується під час ремонту, технічного огляду, регулювання чи налагодження обладнання та “Не вмикати”, яка вивіщується по закінченню роботи.

Також кожен працівник повинен мати індивідуальні засоби захисту (ЗІЗ): спецодяг, чобітки на гумовій підшві, рукавиці, респіратор та окуляри.

Інженерні розрахунки

Робочі органи вібромайданчика, приводяться в дію від асинхронних електродвигунів загально промислового призначення, які підключаються до

трифазної трьох провідникової мережі. Тому, для безпечної роботи вібромайданчика повинен обов'язково мати захисне заземлення.

Захисне заземлення – це навмисне з'єднання з землею металевих частин устаткування чи обладнання, які в звичайному стані не знаходяться під напругою, але можуть виявитись під такою в результаті пошкодження електропроводів, ізоляції та інших факторів.

Фізична суть заземлення полягає в створенні електричного ланцюга який має опір значно менший ніж тіло людини. Внаслідок чого величина сили струму, що проходить через тіло людини зменшується до безпечних значень.

Заземлення бувають природні та штучні, постійні та тимчасові.

А так, як установка є стаціонарною, то вона повинна мати штучне постійне захисне заземлення, схема якого наведена на рисунку 4.1.

Як видно зі схеми, при замиканні фази на корпус і при його торканні, людина попадає під небезпечну напругу. Тому, для того, щоб електричний струм пішов в землю через провідник, а не через людину і напруга між корпусом установки і землею знизилась до безпечного рівня, необхідно, щоб виконувалась умова

де R_z – опір заземлювача, Ом;

R_h – опір тіла людини, Ом.

Згідно до “Правил влаштування елек

троустановок”, допустимий опір заземлюючого пристрою для установок

н
а
п
р
у
г
о
ю

д
о

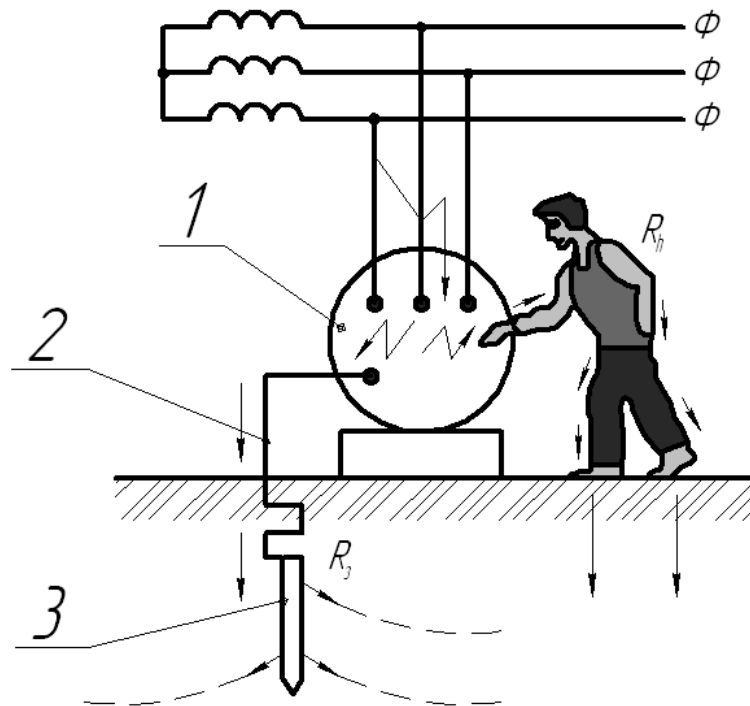


Рис. 4.1. Схема захисного заземлення: 1 – вібромайданчик з встановленим на ній електрообладнанням; 2 – провідник; 3 – заземлювач.

Розрахунок штучного заземлення зводиться до визначення загального опору заземлюючого пристрою та порівнянні його з нормативним значенням.

Заземлюючий пристрій складається з системи вертикальних і горизонтальних електродів. Для вертикальних електродів використовують сталеві стержні діаметром $\varnothing 10-16$ мм, довжиною до 5 м, або кутову сталь із товщиною полиці, не меншою ніж 4 мм та довжиною до 3 м. Встановлюють штучні електроди в ряд чи по контуру. З метою усунення взаємного екранування, відстань між вертикальними електродами повинна бути не меншою від їх довжини. Для зв'язку між собою вертикальних електродів, або як самостійні заземлення, використовують горизонтальні електроди – круглу сталь діаметром не менше 10 мм, чи сталеві смуги перерізом не менше ніж 40 мм, і товщиною не менше від 4 мм.

Для монтажу заземлюючого пристрою з вертикальних та горизонтальних електродів спочатку викопують траншею глибиною 0,7-0,8 м. Вертикальні електроди забивають таким чином, щоб верхній кінець виступав над дном траншеї на 0,1-0,2 м, для можливості з'єднання з горизонтальними електродами.

Вихідні дані, що необхідні для проведення розрахунку:

–

–

н –

р –

р –

м –

д –

в 3

м

ж

$$R_0 = \frac{R_g \cdot R_z}{R_g \cdot \eta_z + R_z \cdot \eta_g \cdot n},$$

де R_g – опір розтіканню струму для вертикальних електродів із круглої сталі, Ом;

R_z – опір розтіканню струму для горизонтальних електродів, Ом;

η_z – коефіцієнт використання горизонтальних електродів з урахуванням вертикальних електродів; визначається методом інтерполяції за [12];

η_g – коефіцієнт використання вертикальних електродів; для точного розрахунку визначається методом інтерполяції за [8];

n – кількість вертикальних електродів, m .

О

п

і

р

$$R_g = \frac{\rho_g}{2 \cdot \pi \cdot l_g} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l_g}{d_g} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot t_1 + l_g}{4 \cdot t_1 - l_g} \right),$$

де ρ_g – розрахунковий питомий опір ґрунту для вертикальних електродів,

$\rho_{вим}$; m ; визначається згідно наступної формули

$\rho_{вим} \cdot m$

$$\rho_g = \rho_{вим} \cdot \psi_g,$$

$\rho_{вим}$ – питомий опір ґрунту виміряний у лабораторних умовах, Ом · м; для глини

$\rho_{вим} = 70 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

ψ_g – розрахунковий коефіцієнт сезонності для вертикальних електродів; згідно

$\psi_g = 1, 2$;

а

м

н

$$\rho_{\epsilon} = 70 \cdot 1,2 = 84;$$

l_{ϵ} – довжина вертикального електроду, м;

d_{ϵ} – діаметр вертикального електроду, м;

t_1 – глибина закладання вертикального електроду, м; можемо визначити за наступною формулою

$$t_1 = \frac{l_{\epsilon}}{2} + t_2,$$

t_2 – глибина закладання горизонтального електроду, м; приймаємо рівною

$$t_2 = 0,6 \text{ м};$$

$$t_1 = \frac{1,8}{2} + 0,6 = 1,5.$$

О

Т
ж

$$R_{\epsilon} = \frac{84}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,8} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 1,8}{0,03} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 1,8}{4 \cdot 1,5 - 1,8} \right) = 37,88.$$

е Н

е
о

$$n = \frac{R_{\epsilon}}{R_3 \cdot \eta_{\epsilon}},$$

в де R_3 – нормативний опір заземлення, Ом;

и η_{ϵ} – коефіцієнт використання вертикальних електродів; для орієнтовного розрахунку приймається рівним $\eta_{\epsilon} = 1$.

в

Т

н
о
в
д
о
і
р

$$n = \frac{37,88}{10 \cdot 1} = 3,788.$$

Приймаємо 4 м.

о

т
н
н
с
к
в
з
б
н
ж
н
и
ю
д
ь

$$l_2 = a \cdot (n - 1),$$

де a – відстань між вертикальними електродами, м.

т

$$l_2 = 3,6 \cdot (4 - 1) = 10,8$$

Ом, можемо визначити за наступною формулою

$$R_2 = \frac{\rho_2}{2 \cdot \pi \cdot l_2} \cdot \ln \frac{l_2^2}{2 \cdot d_2 \cdot t_2},$$

де ρ_2 – розрахунковий питомий опір ґрунту для горизонтальних електродів, Ом·м; визначається згідно наступної формули

$$\rho_2 = \rho_{вим} \cdot \psi_2 = 70 \cdot 2 = 140,$$

$\rho_{вим}$

ψ_2 – розрахунковий коефіцієнт сезонності для горизонтальних електродів; згідно [8] $\psi_2 = 2$;

l_2 – довжина горизонтального електроду, м;

d_2 – діаметр горизонтального електроду, м.

и

О

т

т

о

ж

м

е

и

М

$$R_2 = \frac{140}{2 \cdot 3,14 \cdot 10,8} \cdot \ln \frac{10,8^2}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,6} = 18,953.$$

о

и

ж

$$R_0 = \frac{37,88 \cdot 18,953}{37,88 \cdot 0,8 + 18,953 \cdot 0,83 \cdot 4} = 7,7.$$

е

о

Правильно розраховане захисне заземлення повинно відповідати

наступним умовам

и

і

р

р

в

$$R_0 \leq R_3,$$

в

$$R \approx R_3.$$

р

і

р

р

и

у

т

а

н

т

о

к

и

а

п

и

р

и

ю

м

Оскільки визначений опір заземлюючого пристрою не відповідає умовам (4.17) і (4.18), так, як

$$7,7 \leq 10,$$

$$7,7 \approx 10,$$

Тоді

$$l_2 = 3,6 \cdot (3 - 1) = 7,2.$$

$$R_2 = \frac{140}{2 \cdot 3,14 \cdot 7,2} \cdot \ln \frac{7,2^2}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,6} = 25,92.$$

$$R_0 = \frac{37,88 \cdot 25,92}{37,88 \cdot 0,92 + 25,92 \cdot 0,87 \cdot 3} = 9,6.$$

Тепер можемо стверджувати, що захисне заземлення розраховано правильно, так, як отримане значення відповідає умовам (4.17) і (4.18).

Техніка безпеки при експлуатації вібромайданчика

Обслуговування агрегатів вібромайданчика необхідно виконувати з дотриманням вимог СНіП III-4 – 80 “Техніка безпеки в будівництві”, відповідних ГОСТ, ДБН, ССБП (Системи стандартів безпеки праці).

Для прийнятої комісією і поставленої на облік машини, введення її в експлуатацію дозволяється тільки після її монтажу, обкатки, перевірки справності, комплектності і проведення технічного обслуговування.

При цьому наказом по організації дається дозвіл на введення в експлуатацію машини з передачею її за актом обслуговуючому персоналу. Машину приймають на баланс з присвоєнням їй інвентарного номера, який зберігають протягом усього періоду експлуатації. Відомості про закріплення машиністів відповідної кваліфікації заносять у формуляр (паспорт машини).

До роботи вібромайданчика допускаються особи не молодше 18 років, які набули спеціальної підготовки та одержали свідоцтво на право керування даною машиною, вивчили інструкції з експлуатації даного обладнання і отримали в результаті навчання відповідні знання з обслуговування електрообладнання, надання першої допомоги і правил протипожежної безпеки. Допуск повинен бути оформлений наказом по будівельній організації після перевірки знань з правил техніки безпеки. Персонал, що обслуговує машину, повинен бути забезпечений інструкцією щодо її експлуатації.

До вмикання машини в електричну мережу перевіряють відповідність напруги і частоти струму в ній; стан запобіжних пристроїв, справність пускового пристрою, струмоведучого кабелю та штепсельного з'єднання. Кабель машини повинен бути захищений від випадкових пошкоджень.

Перед пуском вібромайданчика в роботу необхідно перевіряти: надійність затягнення різьбових з'єднань; відсутність сторонніх предметів на окремих вузлах вібромайданчика; справність і надійність кріплення огорожень; відсутність протікання у водопровідній мережі; відсутність пошкодження ізоляції електропроводки; справність заземлення.

Заземлення повинно відповідати вимогам “Правил влаштування електроустановок”, “Інструкції по заземленню пересувних будівельних механізмів та електрифікованого інструмента” та “Інструкції по виконанню мереж заземлення в електричних установках”. Несправності, виявлені у заземлюючому обладнанні, усувають негайно.

У процесі роботи вібромайданчика необхідно стежити за цілістю ізоляції електрокабелів, приладів безпеки, чистотою проходів і обладнання, надійністю огорожень і наявністю в обслуговуючого персоналу засобів індивідуального захисту. Необхідно перевіряти, щоб вал змішувача працював плавно, без поштовхів і ривків; не перевантажувалися підшипникові вузли вала.

З метою забезпечення безпеки і запобігання нещасним випадкам при експлуатації вібромайданчика забороняється: перебувати на робочому місці стороннім особам; робота на несправному обладнанні, з пошкодженим електрообладнанням; робота з відкритими механічними передачами; залишати працюючу машину без нагляду; очищати бункер з включеними приводом лопатевого вала; застосовувати некалібровані запобіжники; регулювання і кріплення обладнання під час роботи; піднімати вузли установки на несправних стропах.

Стропування вузлів установки при монтажу та демонтажу повинно виконуватись за передбачені для цього деталі (проушини, стропові отвори). При цьому оператор повинен мати посвідчення стропальника.

Щоденне технічне обслуговування вібромайданчика проводиться оператором і повинно включати наступні операції: перед початком зміни перевірити відсутність механічних пошкоджень і тріщин у металоконструкціях, перевірити справність основних вузлів установки та електрообладнання.

Періодичне технічне обслуговування повинно проводитися ремонтною бригадою з участю оператора по строго встановленому графіку.

Технічне обслуговування і ремонт вібромайданчика проводиться при вимкненому рубильнику пульта керування, знятих плавких запобіжниках і замкнених проводах кабелю, від пульта до електродвигуна. На рубильнику при цьому необхідно вивісити табличку з надписом "Не вмикати! Працюють люди!".

Нагляд за технічним станом і відповідальність за безпечну роботу установки покладається на інженерно-технічного працівника (майстра, начальника робочого майданчика).

У роботу всі машини формувального цеху слід запускати послідовно, починаючи зі конвеєрів закінчуючи вібромайданчиком – пристроями які подають складові компоненти суміші, здійснюють укладання бетонної суміші у форму та її ущільнення, а зупиняти у зворотній послідовності.

Оглядові площадки повинні мати відповідне огороження.

Список літератури

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-ге видання).- К.:Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440с.
2. Назаренко І.І. Машины 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 И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины. – К.: Выща шк., 1988. – 140 с.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н.Челомей (пред).– М.: Машиностроение, 1981.– Т.4. Вибрационные процессы и машины/ Под ред. Э.Э.Лавендела.1981.509с.
6. Бирчер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчеты на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1966,430 с.
7. Бейзельман Р.Д., Ынкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. –М.: «Машиностроение», 1975, 460 с.
8. Стеблюк М.І. „ вільна оборона!“ Підручник 2-ге вид., переоб. і допов. -К: Знання - Прес, 2003р. - 455с.

Інформаційні ресурси

1. <http://library.knuba.edu.ua>.
2. <http://org2.knuba.edu.ua>