

**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 робочого органу грохоту**

Виконав: студент 5 курсу, групи ЗБМО
спеціальність 131 "Прикладна механіка"

Ступак Сергій Володимирович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівник Орищенко Сергій Вікторович

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(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
Напрямок підготовки 6.050502 “Інженерна механіка”

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП
_____ /д.т.н., проф. І.І. Назаренко/
“ _____ ” _____ 2022 року

З А В Д А Н Н Я
на дипломний проект студенту
Ступак Сергій Володимировичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Розробка робочого органу грохоту**

Керівник проекту: Орищенко Сергій Вікторович, кандидат технічних наук,
доцент.

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

Затверджені наказом ректора КНУБА від 08.12.2021 року № 2224/2

2. Строк подання студентом проекту 27 травня 2022 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Всі дані до розробки конструкції машини отримати на переддипломній практиці на основі огляду та аналізу існуючих конструкцій грохотів

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

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Загальний вид вібраційного грохота 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.		

7.Дата видачі завдання 20 грудня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	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)

Керівник проекту _____ Орищенко Сергій Вікторович, к. т. н., доцент.

ВСТУП.....

РОЗДІЛ 1. ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ ГРОХОТІВ ТА ЇХ

РОБОЧИХ ОРГАНІВ.....

1.1. Застосування грохотів та опис процесу сортування.

1.2. Будова грохотів.....

1.3. Будова робочих органів грохота та їх провідів.....

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

ТА ГРОХОТА В ЦІЛОМУ.....

2.1 Визначення розмірів отворів сит грохоту.....

2.2 Визначення продуктивності та ефективності грохота.....

2.3 Визначення режимів роботи грохоту.....

2.4 Визначення параметрів вібратора.....

2.5 Визначення потужності приводу грохота.....

Р

ГРОХОТА НА МІЦНІСТЬ.....

З

3.1. Розрахунок муфти.....

Д

3.2 Розрахунок зубчатої передачі.....

3.3 Розрахунок вала вібратора.....

3.4 Розрахунок підшипників валу вібратора.....

З

3.5. Розрахунок пружної опори грохоту.....

.

РОЗДІЛ 4. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА.....

4.1. Обґрунтування важливості техногенної безпеки.....

4.2 Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів

при експлуатації віброгрохоту.....

4.3 Запобіжні пристрої, які передбачені при проектуванні

з метою безпечної експлуатації віброгрохоту.....

4.4 Інженерні розрахунки.....

4.5 Техніка безпеки при експлуатації віброгрохоту.....

Н Список літератури.....

К

И

ВСТУП

У сучасному будівництві зросли вимоги до якості будівельних матеріалів і виробів, оскільки суттєво зросла частка каркасно-будівельних технологій порівняно із традиційними індустріальними методами. Якість виробу значною мірою залежить від заповнювачів будівельних сумішей, якими є щебінь і гравій. Потрібні за розміром і формою фракції визначаються насамперед ефективністю роботи машин для сортування, якими є вібраційні грохоти. Їхня технологічна ефективність залежить від того, наскільки достовірно враховано характеристики машини і матеріалу, які впливають на параметри робочого процесу. Важливим елементом вібраційного грохота є вібраційний збудник коливань, розробка якого і є основним завданням даного проекту.

РОЗДІЛ 1. ОЦІНКА КОНСТРУКЦІЙ ГРОХОТІВ ТА ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.

1.1 Застосування грохотів та опис процесу сортування.

Сортування можна здійснювати механічним (грохочення), повітряним (сепарація), гідравлічним (класифікація) або магнітним (сепарація) способами. Найбільшого поширення при сортуванні в промисловості будівельних матеріалів дістав механічний спосіб, завдяки своїй простоті та ефективності. При механічному способі сортування матеріал розподіляється по крупності просіюванням на робочому органі грохота, яким є сито або решето (Рис.1.1).

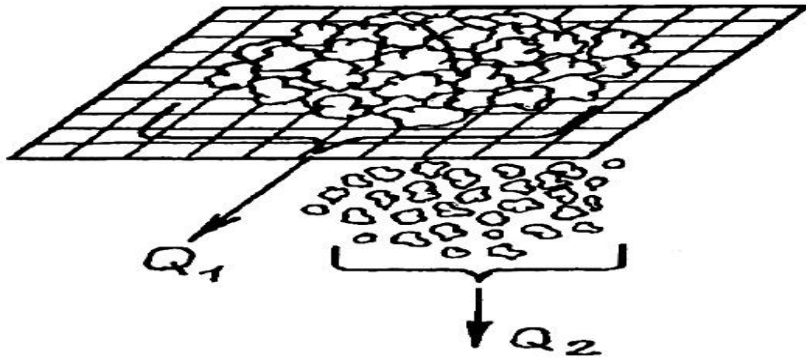


Рис.1.1 Розподіл матеріалу на ситі

Матеріал, який надходить на сито, називають вихідним продуктом, зерна матеріалу, які залишаються на ситі — надрешітним, або верхнім, продуктом Q_1 а та частина, яка пройде через отвори сита, — підрешітним, або нижнім, продуктом Q_2 . Технологічний процес сортування характеризується такими основними показниками: ефективністю грохочення, продуктивністю, чистотою продукту. Ефективність грохочення — це відношення ваги зерен підрешітного продукту до ваги зерен нижнього класу, що міститься у вихідному матеріалі

$$E = \frac{C_n - C'_n}{C_n} 100\%, \quad (1.1)$$

де C_n — вміст (кількість) зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %; C'_n — вміст зерен нижнього класу, що не пройшли крізь сито, %.

Ефективність грохочення залежить від часу перебування матеріалу на ситі (який визначається в основному швидкістю руху суміші по ситі та кутом нахилу останнього), від співвідношення довжини та ширини сита, його конструкції. Раціональне співвідношення довжини та ширини сита — 2,5:1. При цьому зі збільшенням довжини сита до 2...2,5 м ефективність грохочення зростає, а при подальшому її збільшенні вона практично не змінюється. Тому для грохочення кам'яних матеріалів рекомендується довжину сита брати не меншою від 2,5 м. Щодо конструкцій поверхонь, то найпоширенішим типом є плетені дротяні сита з “живим” перерізом до 80% і ефективністю грохочення до 95%. У листових ситах “живий” переріз не перевищує 55%, що зумовлює ефективність грохочення до 80%.

У промисловості будівельних матеріалів застосовують в основному грохоти з плоскими робочими поверхнями, серед яких найбільш поширені вібраційні грохоти. (Рис.1.2)



Рис.1.2. Класифікація рухомих грохотів в залежності від робочої поверхні та режиму роботи.

Залежно від типу привода вібраційні грохоти бувають із силовим збудженням коливань (інерційні) та з примусовою кінематикою від ексцентрикового привода (гіраційні).

При резонансному налагодженні у грохотів з примусовою кінематикою значно зменшується потужність двигуна, а в інерційних грохотів зменшується збурююча сила і знижується потужність електродвигуна. Серед вібраційних грохотів перевагу віддають інерційним нахиленим грохотам з коловими коливаннями легкого, середнього та важкого типу, а також інерційним горизонтальним грохотам з напрямленими коливаннями.

1.2 Будова грохотів.

Типова конструктивна схема грохота представляє собою рухомий короб, з встановленим в ньому плоскою робочою поверхнею у вигляді сита або решета з отворами. Збудником руху короба, як правило, може бути механічний або електромагнітний привід, що генерують зовнішні сили, які і є джерелом коливань грохота.

Короб грохоту 1 похило підвішується до нерухокої підтримуючої конструкції за допомогою пружин 5. (рис.1)

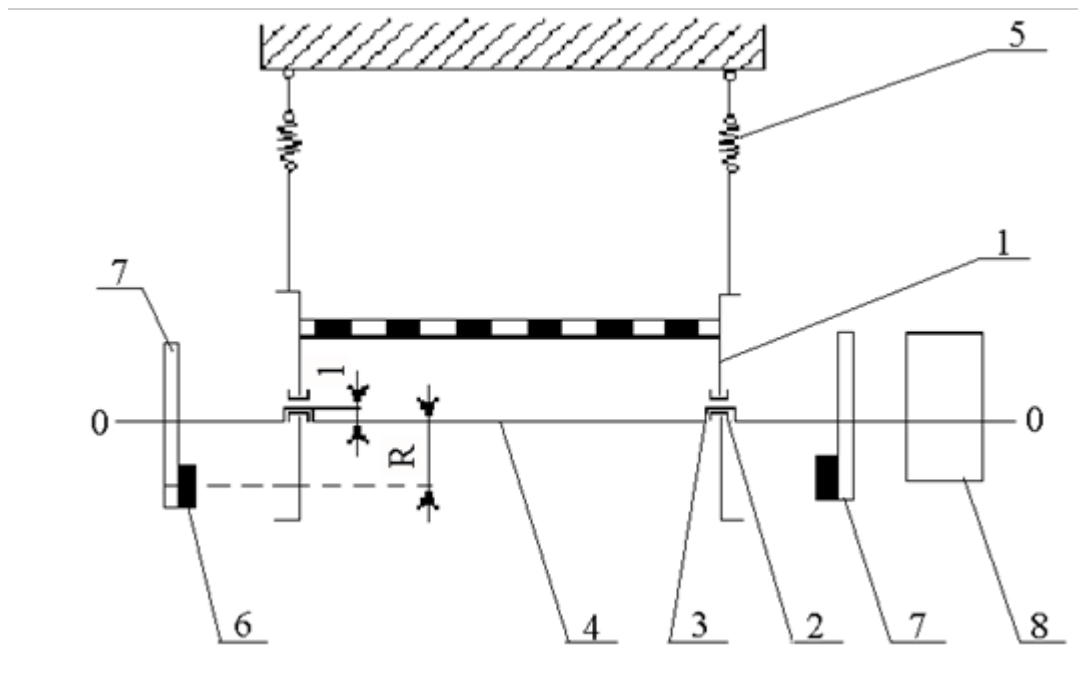


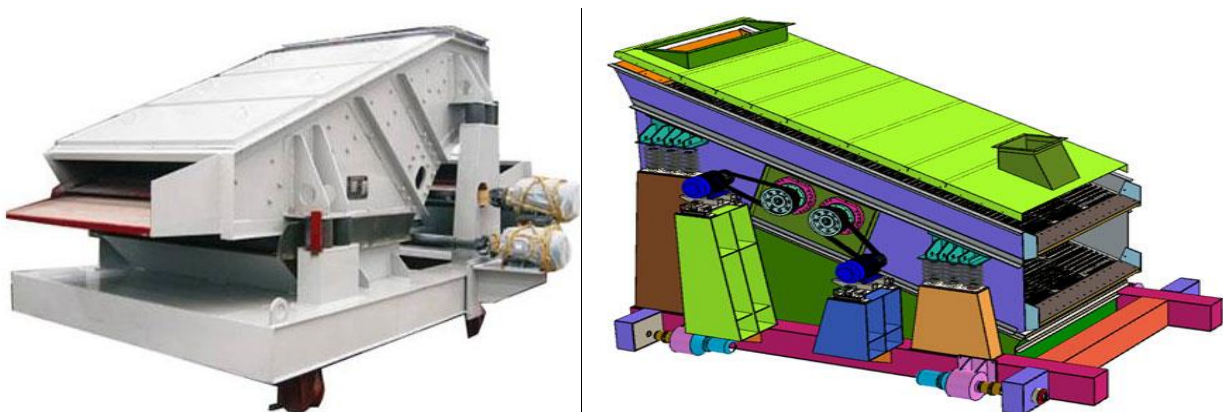
Рисунок 1.3 Схема вібраційного грохоту

У підшипниках 2, жорстко закріплених у стінках короба, змонтований ексцентриковий вал 4. На кінцях вала насаджені маховики 7 із дебалансними вантажами 6, розташованими діаметрально протилежно відносно ексцентрикових заточок 3 вала 4. На валу жорстко закріплено шків 8, який

приводиться в обертання за допомогою клиноремінної передачі від електродвигуна, встановленого на нерухомій опорі.

Під час обертання вала в грохоті взаємодіють дві обертові маси: короб грохоту, підвішений на пружинах і дебалансні вантажі, закріплені на обертовому в підшипниках валу. Оскільки короб має еластичну підвіску тиск ексцентрика вала на короб надається внутрішньою силою системи. За відсутності зовнішніх сил центр ваги системи з двох обертових мас повинний зберігати своє положення в просторі, тому при обертанні вала короб одержує кругові рухи у вертикальній площині відносно центральної осі ваги O_0 . Вантажі на маховиках підбираються таким чином, щоб врівноважувати відцентрову силу, яка розвивається коробом при його обертанні на радіусі R ексцентриситета вала. Короб грохоту буде описувати кругові траєкторії радіуса R у вертикальній площині, а вісь вала буде нерухома в просторі і самоцентрується. В даний час майже всі інерційні грохоти робляться самоцентрованими, з розмірами 2200×4200 мм і можуть застосовуватися для просіювання матеріалу крупністю до 1000 мм.

Вібраційні грохоти з круговими коливаннями використовуються для сортування сипучих матеріалів в областях будівельних матеріалів, вугільної промисловості, металургії, гідротехнічного будівництва і т.д.(Рис.1.4)



1.4 Вібраційні грохоти для сортування щебеню

два види вібраційного грохота для розсіювання щебеню в залежності від методу коливання грохота: лінійне коливання і кругове коливання. У лінійному

вібраційному грохоті використовується двухвалковий вібраційний вузол. Два дебаланси які беруть участі в вібрації двигуна качають сито вперед і назад. Рушійний механізм використовує приводний механізм типу LDA. У круговому вібраційному грохоті використовується ексцентричний блок або ексцентричний вібраційний вузол. Двигун з'єднується з вібраційним вузлом через гнучкий шарнір. При двох вібраційних вузлах, що приводяться в рух двома двигунами, то вони приєднуються через зубчастий ремінь для підтримки синхронності роботи. Вібраційний грохот (Рис. 1.5) оснащений пересувним механізмом для збільшення рухливості і зручності.

У вібраційному грохоті модель YA 123 (Рис.1.5) встановлено кругле вібросито, циліндричний ексцентричний вібратор і ексцентричний блок регулювати частоту, вібратор влаштований на бічній панелі, і двигун приводить вібратор у рух за допомогою ременя, при цьому з'являються відцентрові сили які призводять до вібрації бункера грохота. Бічна панель виробляється із якісної сталеві плити, для з'єднання бічної панелі використовують поперечну балку і опорний стакан, які скручені високоміцними болтами або болтозаклепками.



Рис.1.5 Вібраційний грохот моделі YA 123

Також можливе регулювання кута нахилу сита за допомогою регулювання висоти пружинної опори. Кругле вібросито оптимально підходить для просівання гравію в кар'єрах, також може бути поставлений для сортування продукції в таких галузях як збагачення вугілля, збагачення руди, виробництво будматеріалів, електричної та хімічної промисловості.

Вібраційний грохот фірми "ТАВОР" (Рис. 1.6) застосовуються на всіх стадіях сортування, включаючи суху і мокру класифікацію, в тому числі для

просіювання рядового вугілля, класифікації та обезводнення продуктів збагачення.

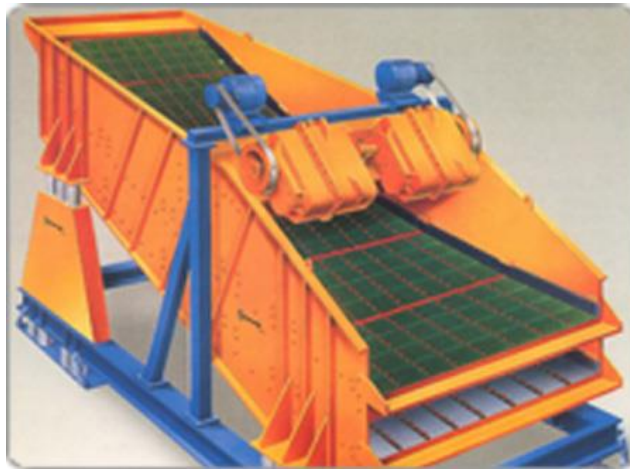


Рис. 1.6 Вібраційних грохот «Тabor »

Вібраційні грохоти із самобалансним вібратором мають горизонтальний короб з одним або декількома ситами, підвішений за допомогою амортизаторів і опорної конструкції або встановлений на пружинних опорах (рис. 1.6) На коробі змонтований самобалансний вібратор, який передає коливання коробу. Він складається з 2-х однакових дебалансів, які обертаються на двох рівнобіжних валах у протилежні боки з однаковою швидкістю. При будь-якому положенні вантажів дебалансів вібратора сили діють уздовж осі x , які є складовими відцентрової сили, що діють уздовж осі y , взаємно гасяться як сили протилежно спрямовані і рівні за розміром.

У порівнянні з простим дебалансним вібратором, у якому діє обертова відцентрова сила, у самобалансному вібраторі (рис.1.7) сили спрямовані по прямій лінії. Зусилля, які утворюються вібратором, змінюються по синусоїді, тобто за півоберта валів зусилля змінюється від нуля до максимуму, а напрямок змінюється через кожні півоберта дебалансів. Самобалансний вібратор повідомляє коробу прямолінійні коливання, спрямовані під кутом до площини сита. Ці коливання викликають на ситі рух матеріалу з підкиданням при енергійному струшуванні.

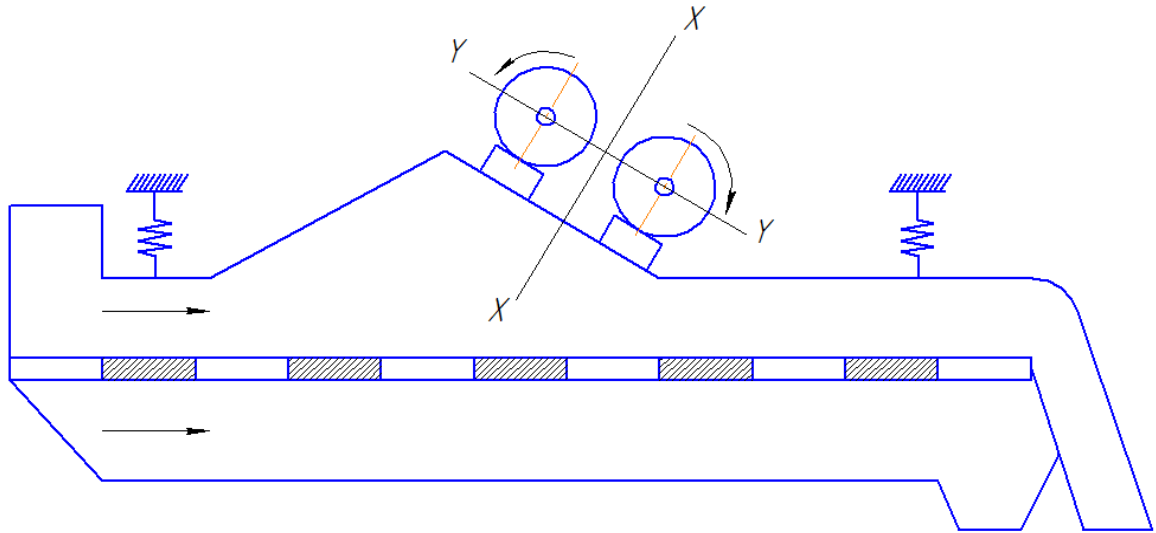


Рис.1.7 Схема вібраційного грохоту з самобалансним вібратором.

Самобалансні грохоти застосовуються для відділення суспензії від продуктів збагачення матеріалу у важких суспензіях. Виготовляються також грохоти важкої конструкції з декількома вібраторами для просіювання руди і гарячого агломерату. Головні позитивна якість самобалансних грохотів – мала висота за рахунок того, що грохот встановлюється горизонтально, висока продуктивність і ефективність просіювання. Недолік – складність конструкції вібратора. Самобалансні грохоти розмірами 1750×4500 мм приймають матеріал крупністю до 200 мм. Швидкість обертання валів грохоту 1000 об/хв.

Валкові грохоти складаються із декількох рівнобіжних валків установлених на похилій рамі і обертаються в напрямку руху матеріалу(рис. 1.8).

На валки насаджені або відлиті разом з ними диски або сферичні трикутники. Валки з дисками утворюють поверхню з отворами, форма і розміри яких визначаються відстанню між валками і формою дисків. Число валків для різних конструкцій грохотів складає від 5 до 13, а для просіювання дрібного матеріалу і більше. Швидкість обертання валків на радіусі диска однакова й складає (0,8...1,45) м/с. Ексцентриситет (20...35) мм. Ексцентриситети сусідніх дисків кожного валка зміщений один відносно іншого на 90 °.

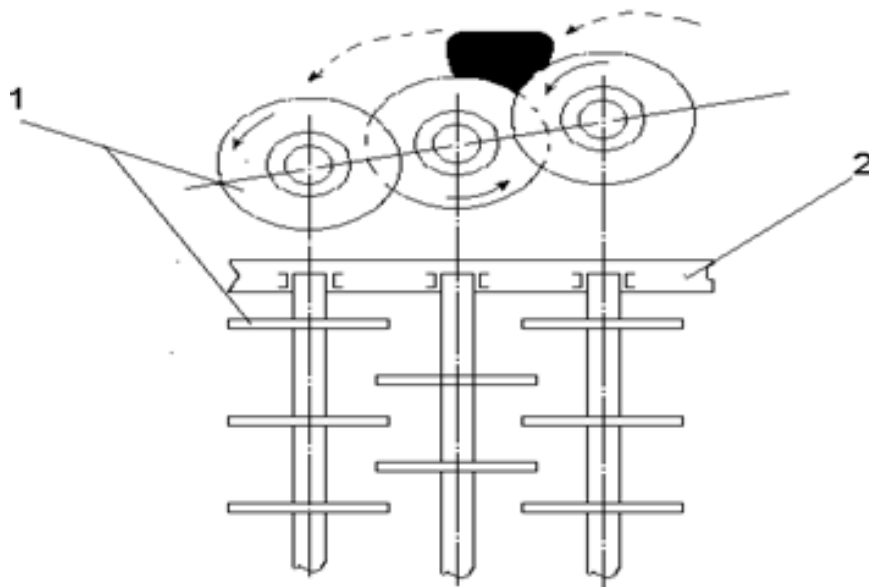


Рис. 1.8 Схема валкового грохоту: 1 – валок; 2 – рама.

Продуктивність валкових грохотів по вихідному матеріалі приймається біля $1 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 площі решітки і 1 мм ширини отвору. Наприклад, у разі розміру отвора 75 мм – $75 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$. Ці грохоти застосовуються для попереднього просіювання вугілля і антрацитів з метою виділення продукту дрібніше ($50 \dots 150$) мм. На нових гірничо–збагачувальних фабриках валкові грохоти не встановлюють, їх заміняють циліндричними грохотами.

Валкові грохоти з отворами ($5 \dots 6$) мм застосовуються на буровугільних брикетних фабриках. Для глинистих матеріалів валкові грохоти не підходять, їхні валки швидко облипають глинистим матеріалом і отвори забиваються.

У валковому грохоті (Рис.1.9) встановлено кругле віброрито, яке оптимально підходить для просіювання гравію в кар'єрах, також може бути поставлений для сортування продукції в таких галузях як збагачення вугілля, збагачення руди, виробництво будматеріалів, електричної та хімічної промисловості. Робоча поверхня грохота обертаються паралельно одна одній, валки на які ексцентрично насажені диски. В основному використовуються такі грохоти для попередньої класифікації антрациту, вугілля, торфу та інших неметалевих копалин не високою міцністю.

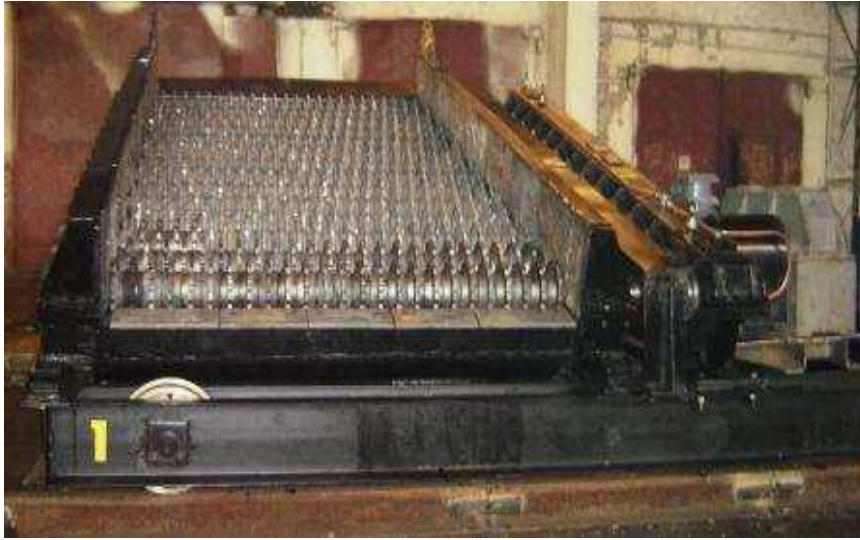


Рис. 1.9 Валковий грохот

Робоча площину нахилена на $12-15^\circ$. Розмір одержуваного матеріалу визначається взаємним розташуванням валків, які утворюють квадратні осередки. Перевагою такого грохота є неможливість закупорювання отворів, при постійній зміні їх розмірів. До недоліків можна віднести велику вагу грохота і неможливість поділу глинистих порід.

Резонансні грохоти з ексцентриковими приводами за будовою нагадують хитні грохоти. Горизонтальний короб 1 встановлюється на масивній рамі 2 на похилих шарнірних або пружних опорах 3 і утримується на місці пружними амортизаторами 8. Рама, в свою чергу, встановлюється на нерухомій опорній конструкції через пружинні амортизатори (рис. 1.10).

Рух коробу передається від ексцентрикового механізму 5, змонтованого на тій самій опорній рамі 2. Шатун 6 ексцентрика має еластичний елемент 7. У такий спосіб створюється система з двох мас, які коливаються – коробка з ситом, матеріалом і опорною рамою. Рух коробу передається від ексцентрикового механізму 5, змонтованого на тій самій опорній рамі 2. Шатун 6 ексцентрика має еластичний елемент 7. У такий спосіб створюється система з двох мас, які коливаються – коробка з ситом, матеріалом і опорною рамою.

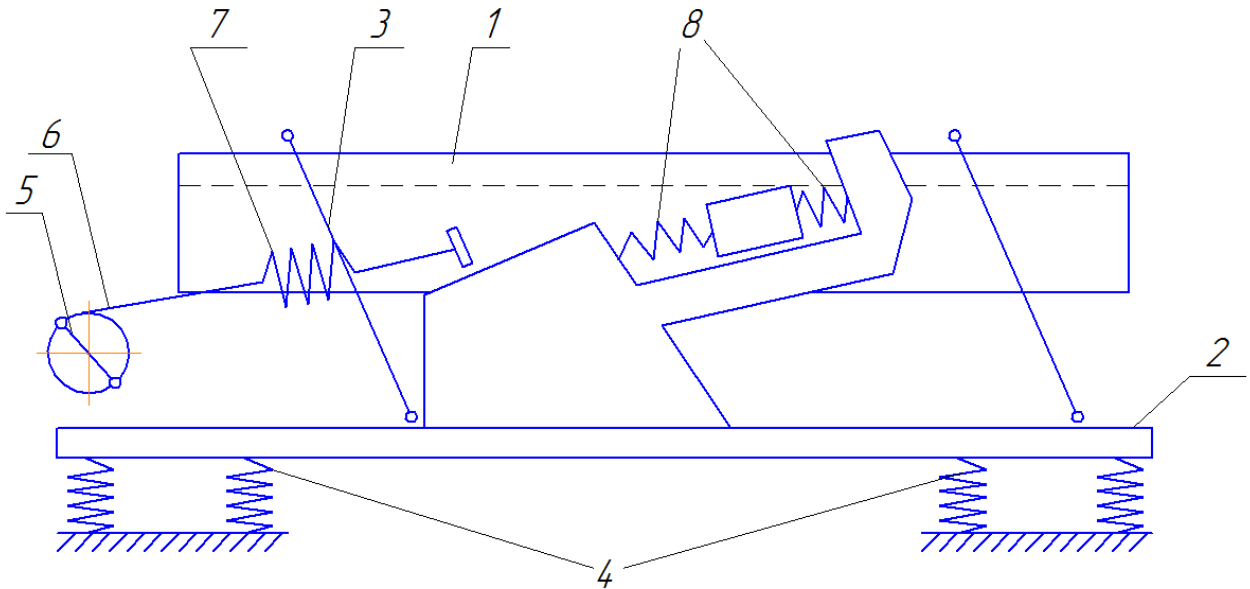


Рисунок 1.10.Схема резонансного грохоту з ексцентриковим приводом

Оскільки рама спирається через пружини, то можна вважати, що система в просторі знаходиться тільки під дією внутрішніх сил. Центр ваги такої системи повинний залишатися нерухомим у просторі, а обидві маси повинні коливатися біля цього центру з амплітудами, які залежать від розміру мас. Чим більше маса, тим менше амплітуда її коливань. У резонансних грохотах опорна рама робиться важкою (у деяких конструкціях вона заповнюється бетоном) і амплітуда її коливань невелика в порівнянні з коливаннями короба грохоту. Система працює з частотою збудження, рівною одній з власних частот системи, тобто в резонансному режимі. При цьому енергія витрачається лише на подолання опору коливанням, а не на повідомлення кінетичної енергії масам, що рухаються.

Позитивна якість резонансних грохотів полягає в тому, що при повному зрівноважуванні можна робити грохоти дуже великих розмірів (площею двох коробів до 32 м^2) і повідомляти їм інтенсивні коливання за допомогою простого приводу за малої витраті електроенергії.

Недолік грохотів – складність конструкції (багато шарнірів, пружин, амортизаторів).

1.3. Будова робочих органів грохота та їх проводів

Робочим органом грохота являється сито, яке може бути різної форми, виготовлено із різного матеріалу. Довгий час сита робилися із металевих прутків (Рис. 1.11, а-в) Решета виготовлялися із штампованих металевих листів із отворів різної форми [1].

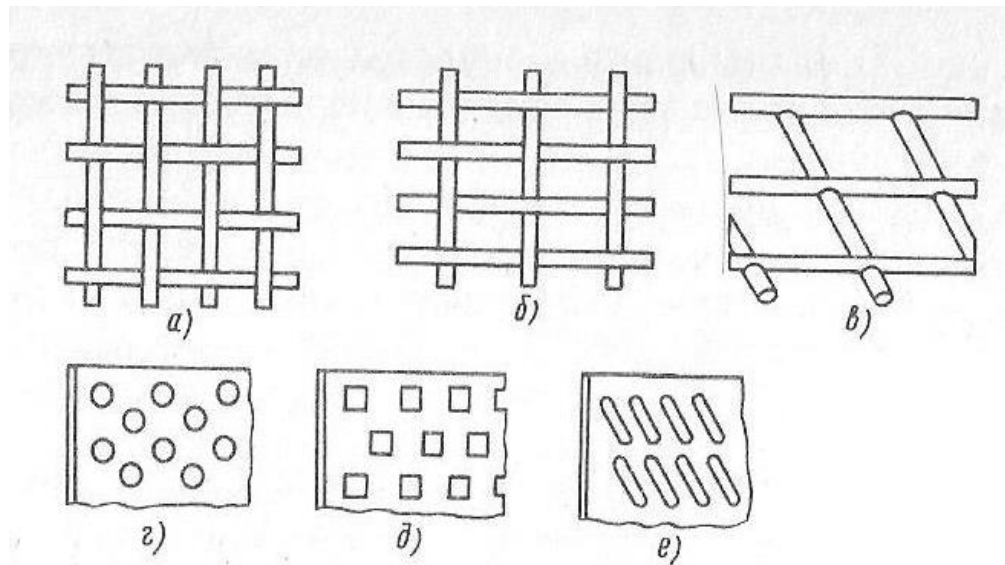


Рис.1.11 Схема сит (а-в), решета(г-е).

Сучасні сита виготовляються із поліуритану, гуми, металу. Сита для грохотів виготовлені з поліуретану знайшли широке застосування в галузях, де вони використовуються. Завдяки властивостям поліуретану сита грохотів мають ряд переваг по відношенню до сит з гуми і металу:

- Стійкість до стирання і зносу;
- Знижений шумовий фон;
- Висока якість просівають матеріалу;
- Велика швидкість просіювання;
- Відсутність налипання;
- Складальна (модульна) конструкція сита грохота дозволяє зробити заміну зношеного модуля, без заміни всієї карти сита. Розміри і кількість ситових

модулів залежать від грохота. Сита для грохота бувають з різними типами і розмірами отворів:

- круглого перетину розміром від 5 до 80 мм



Рис.1.12 Сито круглого перетину

- квадратного перетину з розміром осередків від 2 до 100 мм;



Рис.1.13 Сито квадратного перетину

Вище зазначені сита призначені для використання в різних грохотах для просіювання та класифікації сухих мас і суспензій у воді (пісок, вапняк, руда, шлаки, вугілля, кокс і т.д.) В даний час такі сита використовують для грохотів різного типу.

Поліуретанові сита Trellex, T-Flex PU і Trellex T-Cord PU виготовлені з особливо зносостійкого поліуретану і випускаються різних розмірів і класів твердості для різних умов використання. Їх можна встановлювати на будь які вібраційні грохоти таким же чином, як і звичайні гумові панелі, не вимагається

ніяких модифікацій несучої рами. Отвори виготовляються методом точного лиття, що забезпечує дотримання розмірів. Сита використовуються в основному для тонкого сортування. Trellex T-cord PU дані сита натягуються також як і проволочна сітка, оскільки мають армування зі сталевих тросів і практично не розтягуються.



Рис.1.14 Сита Trellex T-Cord PU and Trellex T-Flex Pu

Сита для грохотів з поліуретану - це:

- точне сортування за рахунок високої точності осередків сита.
- Видача граничної фракції за рахунок еластичних перемичок між перфораціями і конічної форми осередків сита.
- Висока зносостійкість і тривала працездатність внаслідок особливих властивостей поліуретану.
- Придушення шуму за рахунок звукопоглинальних властивостей поліуретану.
- Підвищення швидкості проходження матеріалу у зв'язку з рівною верхньою поверхнею.
- Більш низькі питомі та експлуатаційні витрати за рахунок тривалого періоду експлуатації (в 10-20 разів довше в порівнянні з металевими) і швидкої заміни сегментів.

Також у грохотах застосовуються гумові сита виконані у вигляді двохкомпонентної конструкції, що складається з більш жорсткої основи і

верхнього більш еластичного покриття, яке виконує основну функцію роботи на зношування при проходженні по ньому матеріалу, що сортується.

Гумові сита виготовляються з різних марок сумішей, що дозволяє варіювати їх фізико-механічні показники в широких межах, що необхідно для якісного розсіювання самого різного матеріалу. Для отримання необхідних технологічних показників застосовуються різні форми отворів сіючого полотна гумових сит: квадратна, кругла та прямокутна. Гумові сита мають термін служби від 6 місяців, що значно перевищує термін служби просіювальних поверхонь з металевих сіток.

Гумова просіювальна поверхня набирається з окремих модулів гумових сит, що встановлюються в спеціальних профілях (підситниках). Це дає можливість швидкої заміни карти гумового сита, що вийшла з ладу, і враховуючи той фактор, що гумові сита в силу особливостей технологічного процесу просіювання мають нерівномірне зношування за площею ярусу грохоту, та дозволяє істотно скоротити витрати на придбання гумових сит.

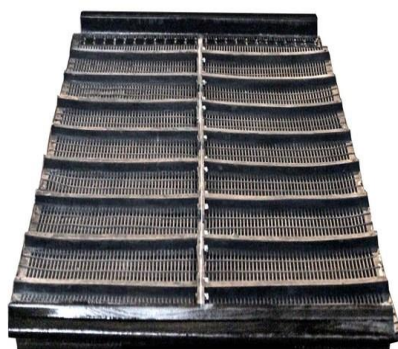


Рис.1.15 Двокомпонентне гумове сито

Перфоровані сита застосовують для крупності розділення від 10 до 100 мм для середнього і дрібного просівання. В даний час здобули популярність перфоровані решета з високоміцної Шведської стали Хардекс (рис.1.15).

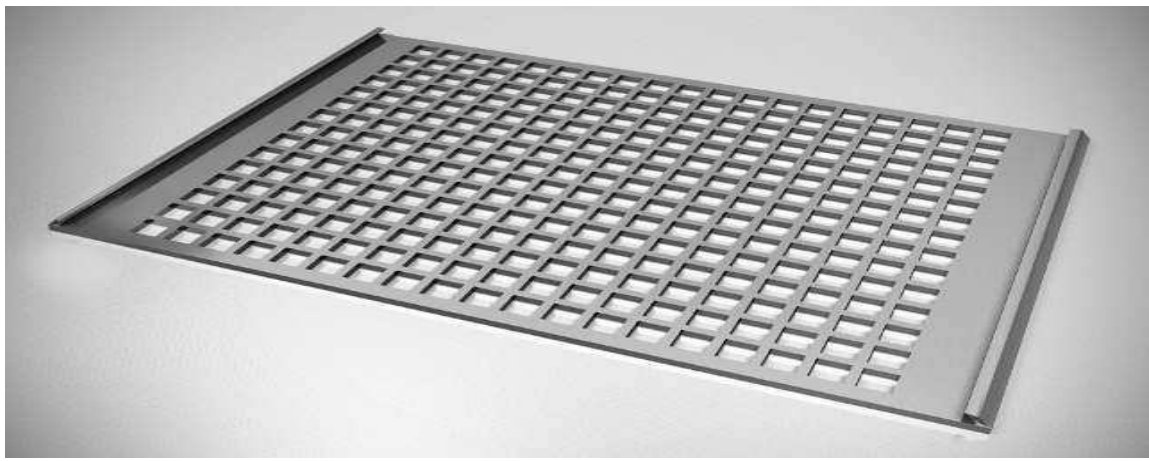


Рис.1.15 Перфороване сито Хардекс

Будову приводу грохота, яким є збудник коливань розглянемо на горизонтальному грохоті(рис1.16).

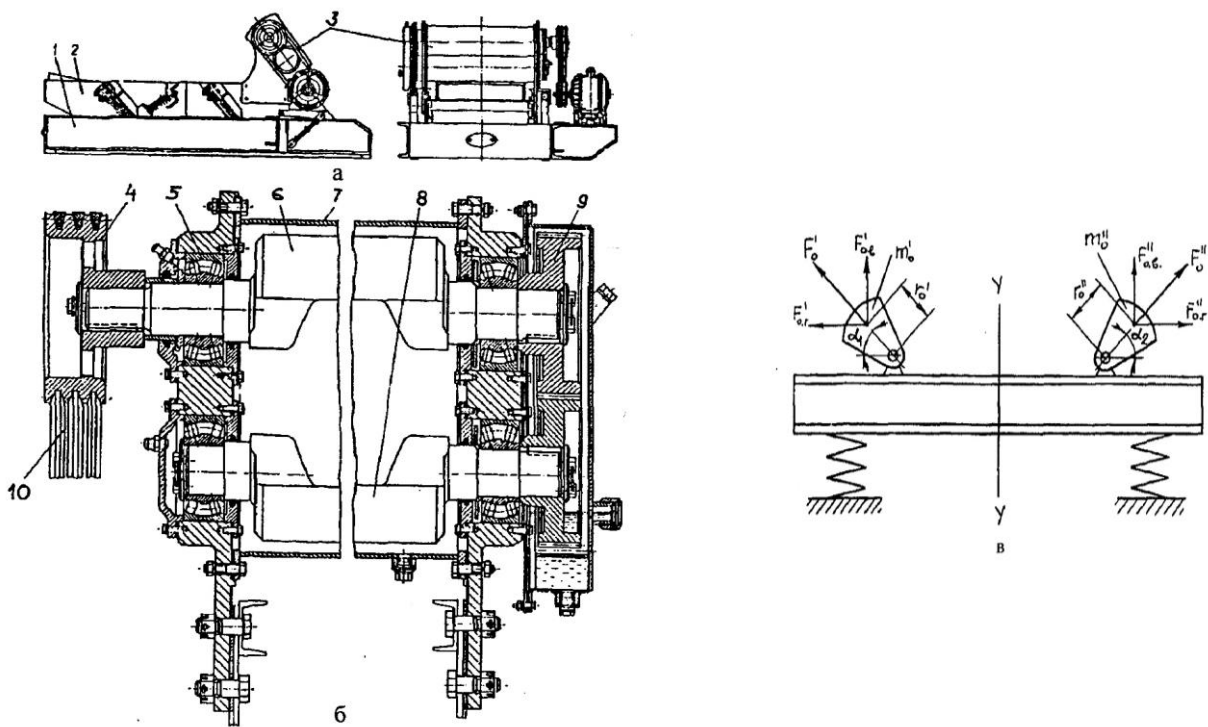


Рис.1.16 Горизонтальний грохот: а – загальний вид; б – збудник коливань; в – схема реалізації направлених коливань.

На корпусі 1 грохота(рис. 1.16,а) закріплений віброзбуджувач 3 направленої дії. Він (рис. 1.16,б) складається з корпусу 7, в середині якого на роликотішип-никах 5 встановлені два дебалансних вали 6 і 8. Вал 6 отримує обертання від двигуна через клинопасову передачу 10 і шків 4 та передає обертання валу 8 через зубчасту передачу 9 з передаточним відношенням, що

дорівнює одиниці. Це забезпечує однакове (синхронне) обертання дебалансних валів. Принцип забезпечення напрямлених коливань наведений на схемі віброзбуджувача, встановленого на коробі грохота (рис.1.16, в). Дебаланси розміщені симетрично на двох паралельних валах, що обертаються з однаковою частотою (синхронно) і синфазно ($\alpha_1 = \alpha_2$) у протилежні боки. Маючи однакові статичні моменти [$(m'_0 r'_0 = m''_0 r''_0)$], дебаланси збуджують при обертанні однакові сили F_0 . Розклавши сили на горизонтальні та вертикальні складові, бачимо, що в будь-якому положенні дебалансів горизонтальні складові взаємно зрівноважуються, а вертикальні складові завжди сумуються. Отже, сумарне зусилля завжди напрямлене вздовж осі Y, корпус рухатиметься практично поступально також по осі Y, а всі його точки коливатимуться у вертикальних площинах. Встановлюючи віброзбуджувач під різними кутами, можна отримати напрямлені коливання в необхідній площині. Це дає змогу встановити грохот горизонтально, що зменшить його висоту, а віброзбуджувач закріпити під кутом до горизонту (як правило 35°). При роботі віброзбуджувача матеріал на ситі підкидається, транспортується вздовж сита і просіюється крізь його отвори.

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНІ РОЗРАХУНКИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТА ГРОХОТА В ЦІЛОМУ.

2.1 Визначення розмірів отворів сит грохоту.

Для грохоту, призначеного для сортування щебеню, приймаємо в якості просіюючих поверхонь дротові сита із металевої сітки (рис. 2.1). Якість отриманого матеріалу залежить від розмірів і форми отворів. Просіваючі поверхні повинні мати постійні розміри отворів та бути зносостійкими.

Прийmemo для даного віброгрохоту, для першого та другого ярусів дротові сита з квадратними отворами, які мають відносну площу отворів біля 60%, відповідно більшу продуктивність, а також мають хорошу точність сортування.

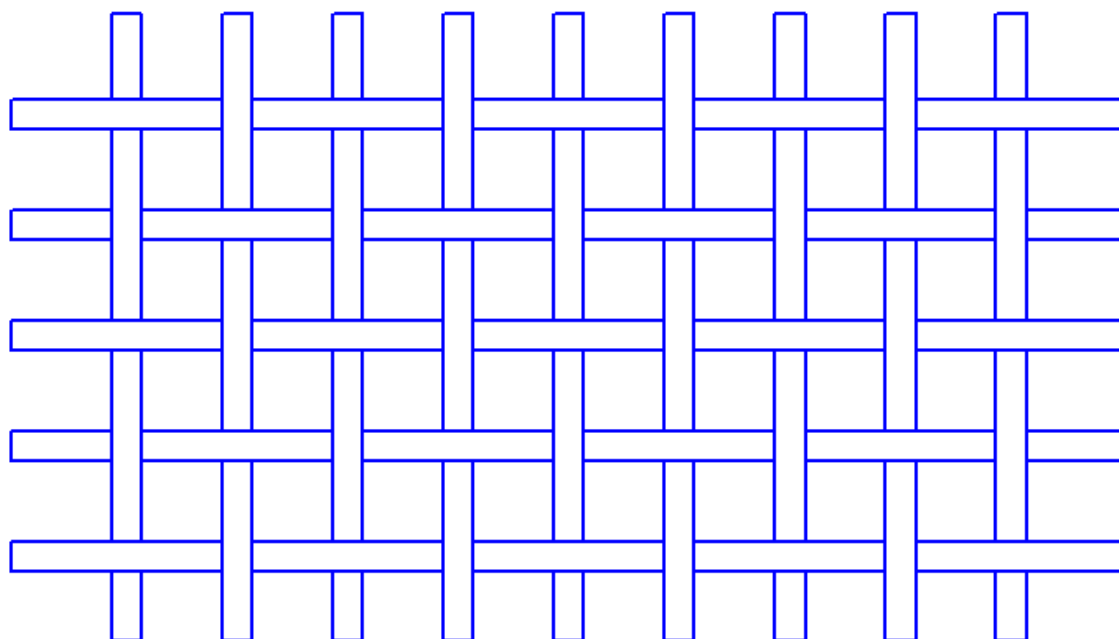


Рис. 2.1 Схема дротового сита

Визначаємо розміри отворів сит, виходячи з вибраної нами конструкції сита. Приймаємо розмір отворів сита, верхнього ярусу рівним $b=70$ мм, так як необхідно отримати фракції розмірів 40–70 мм. Приймаємо для нижнього ярусу, сито з розміром отворів рівним $b=42$ мм, для необхідної фракції 25–40 мм.

На рисунку 2.2 та 2.3 показані схеми проходження матеріалу через верхнє та нижнє сито.

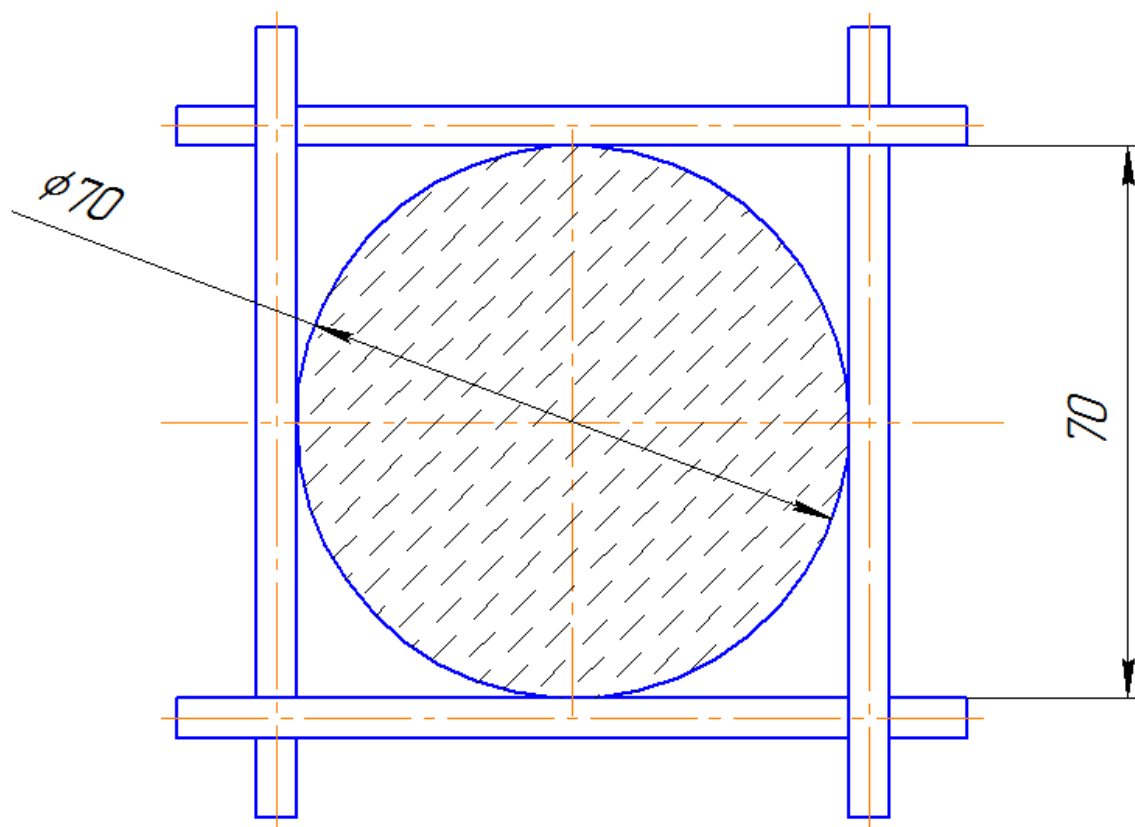


Рис. 2.2 Схема проходження зерна через отвір верхнього сита

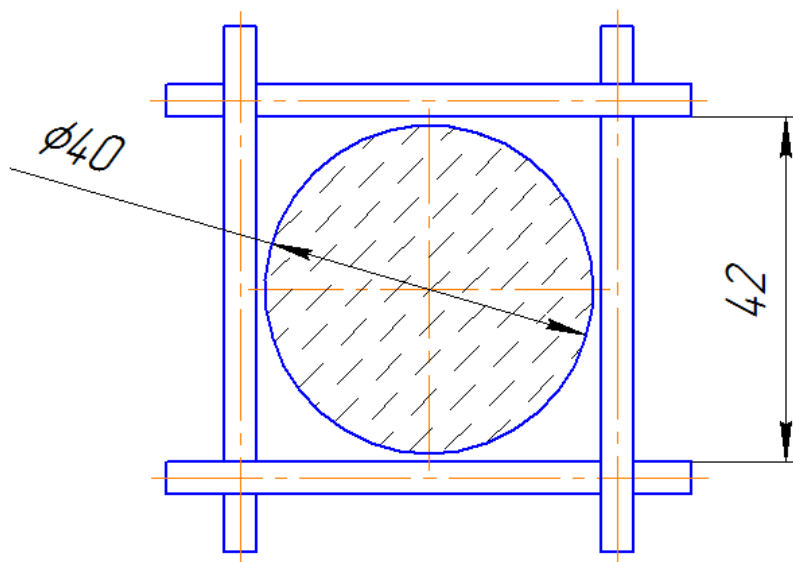


Рис. 2.3 Схема проходження зерна через отвір нижнього сита

2.2 Визначення продуктивності та ефективності грохота.

Продуктивність віброгрохота Π , м³/год, для просіювання щебеню та гравію визначається за формулою:

$$\Pi = q \cdot S \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot C,$$

де q – питома продуктивність грохота для відповідного розміру отворів сита, м³/год, $q=8$;

S – площа грохочення, м²;

K_1 – коефіцієнт, враховуючий кут нахилу сита, при куті нахилу $\alpha=15^\circ$, $K_1=0,8$;

K_2 – коефіцієнт, враховуючий відсотковий вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, $K_2=1,08$;

K_3 – коефіцієнт, враховуючий вміст в нижньому класі зерен розміром менше половини отвору сита, $K_3=1$;

Виконавши відповідні розрахунки отримаємо, що питома продуктивність для сит з чарунками 5 мм складає $\Pi' = 20 \dots 25$ м³/год м². Тому виходячи з необхідної продуктивності грохоту $\Pi = 25$ м³/год визначаємо площу сита $F, \text{м}^2$,

$$S = \frac{\Pi}{\Pi'} \\ S = \frac{25}{25} = 1$$

Дійсну площу сита $S_0, \text{м}^2$, приймаємо з урахуванням умов сортування

$$S_0 = 1,5 \cdot S$$

$$S_0 = 1,5 \cdot 1 = 1,5$$

Приймаємо площу сита $S = 1,5$ м².

Довжина і ширина сита співвідносяться як 2/3.

Приймаємо ширину сита $B = 1$ м, довжину сита $L = 1,5$ м.

Визначення режимів роботи грохоту.

Для вібраційних грохотів значення віброприскорення \ddot{y} , м/с², що діє у вертикальному напрямку і забезпечує підкидання частинок у випадку застосування вібратора направлених коливань має вид [1]:

$$\ddot{y} = A\omega^2 \sin \beta$$

де A – амплітуда коливань, м;

ω - частота коливань;

β - кут дії збурюючої сили вібратора.

Приймаємо колову частоту коливань $\omega = 104,6$ с⁻¹, що відповідає частоті обертання валу вібратора $n = 1000$ об/хв.

Кут дії направленої сили вібратора до ґрунту складає 25°. Але за рахунок можливості нахилу поверхні сита відповідно коробу на кут від 0° до 25° з кроком 5°, кут дії сили відносно поверхні сита може змінюватись від 25° до 50°.

При бажаному рівні прискорень $\kappa = 2g$,

де $g = 9,8$ м/с² – прискорення вільного падіння

Амплітуда коливань при мінімальному куті дії направленої сили буде дорівнювати A , мм

$$A = \frac{2g}{\omega^2 \sin \beta} = \frac{2 \cdot 9,8}{104,6^2 \cdot \sin 25^\circ} = 0,00445 = 4,45$$

Підвищення кута дії сили до 50° підвищить рівень віброприскорень до

$$\ddot{y} = 0,00445 \cdot 104,6^2 \cdot \sin 50^\circ = 31,1 = 3,2$$

Таким чином завдяки регулювання кута дії направленої сили забезпечується підвищення рівня віброприскорень і відповідно вертикальної складової сили інерції у 1,5 рази, що інтенсифікує процес переміщення частинок матеріалу, запобігає забиванню чарунок сита і сприяє їх очистці. На рисунку 2.1 приведена залежність рівня вертикальної складової

віброприскорень від кута нахилу просіювальної поверхні.

.4 Визначення параметрів вібратора

Маса дебалансів $m_{zp} A$, кг для вібраційних грохотів визначається [1]

де m_{zp} – маси коливних частин грохоту. Маса коливних частин грохота дорівнює 1700 кг, а площа сита – 3,2 м². Тоді маса коливних частин грохоту площею сита 1,5 м²

$$m_{zp} = \frac{1,5 \cdot 1700}{3,2} = 796,8$$

Приймаємо $m_{zp} = 800$ кг, $A = 0,00445$ м – амплітуда коливань короба, n – кількість дебалансів.

Для вібратора направлених коливань приймаємо $n = 4$, R – відстань від вісі обертання до центру ваги дебалансу, м.

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

Маса дебалансу m_o , кг, як маса сталевого кільця

$$m_o = \pi(R_o^2 - r_o^2)b\rho.$$

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

$$m_o = 3,14(0,11^2 - 0,025^2) \cdot 0,08 \cdot 7800 = 22,48$$
$$m_{zp} A = n m_o R$$

Тоді

$$R = \frac{m_{zp} A}{n m_o} = \frac{800 \cdot 0,00445}{4 \cdot 22,48} = 0,04$$

В

і

д

с

$$f = \frac{R(R_o^2 - r_o^2)}{R_o^2} = \frac{0,04(0,11^2 - 0,025^2)}{0,11^2} = 0,032.$$

5 Визначення потужності приводу грохота.

а

н

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

η – к.к.д приводу. При передачі обертання з електродвигуна з допомогою муфти

$\eta = 0,98$;

M

o

n

де γ – еквівалентний коефіцієнт непружних опорів, який враховує взаємодію матеріалу з робочою поверхнею.

$$M_{on} = \frac{1}{2} \gamma A^2 + D_1 \omega^2$$

–

де W – енергія, Вт, що витрачається при ударах кусків матеріалу об сито

e

p

де m_{ep} – маса коливних частин грохоту, кг; $m_{ep} = 800$

e

– сумарна маса дебалансів, кг,

n

ϵ

g – прискорення вільного падіння.

z

n

а D

ч –

e

μ

n у

n с

– внутрішній діаметр підшипника вібратора, м. Орієнтовно приймаємо $d_0 =$

Q р

с е

– и д

у л н

з и е

$$\gamma = \frac{W}{\pi A^2 a}$$

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

$$W = \frac{2 \cdot 800 \cdot 89,92}{800 + 89,92} \left(\frac{3,14 \cdot 9,8}{10,6} \right)^2 = 13,98 \approx 14$$

$$\gamma = \frac{13,98}{3,14 \cdot 0,00445^2} = 225153,34$$

$$D = \mu d_0 Q$$
$$P = \frac{M_{on} \omega}{1000 \eta}$$

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

де F – відстань від центра ваги вібратора до осей обертання ведучого вала, м (Рис.2.4)

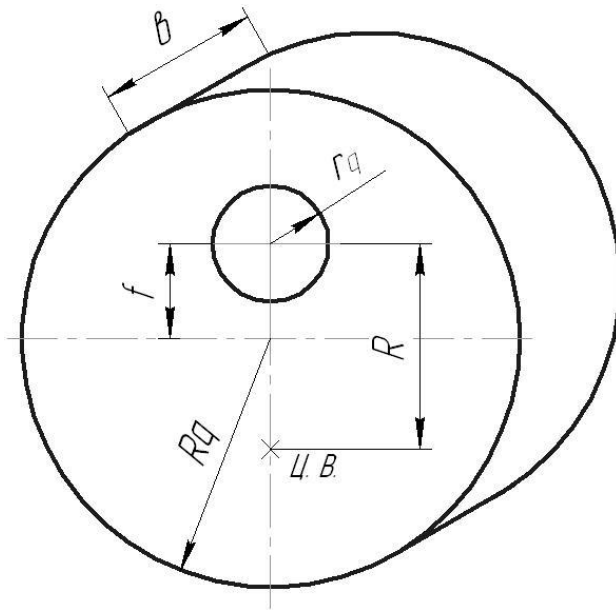


Рис.2.4 Схема дебалансу вібратора

$$F = \frac{2m_1 R}{m_0}$$

де m_1 – маса дебалансів, кг; $m_1 = 89,98$;

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

– маса співвісних деталей вібратора крім дебалансів, орієнтовно приймаємо,

к

г

$$m_2 = m_0 + 2m_1 = 100 + 2 \cdot 89,98 = 279,96 \text{ кг}$$

$$Q = \sqrt{(0,072 - 0,00445) \cdot 279,96 \cdot 0,072} = 1,167 \text{ м}$$

$$D = 0,006 \cdot 0,06 \cdot 1,167 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$M_{on} = 221513,3 \cdot 0,00445^2 + 4,2 \cdot 10^{-4} \cdot 104,6^2 = 12,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Потужність приводу, кВт; P_{∂}

$$P_{\partial} = \frac{12,05 \cdot 104,6}{1000 \cdot 0,98} = 1,28 \text{ кВт}$$

Приймаємо до установки електродвигун А041-6 потужністю $P = 1,7$ кВт;

частотою обертання 980 об/хв.

а

т

і

о

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКИ РОБОЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГРОХОТА НА МІЦНІСТЬ

3.1. Розрахунок муфти.

Для передачі обертання з валу двигуна на вхідний вал синхронізатора, а також для з'єднання вихідних валів синхронізатора з валами вібратора приймаємо пружну втулично - пальцеву муфту типу МПВП виготовлену за ГОСТ 21424- 93. Де в якості пружних елементів використані гумові елементи. Гумові втулки дозволяють муфті компенсувати переміщення коливного валу вібратора [9].

К

Р

У

Т

Н

Н

И

Й

М

О

М

Р

У

Ф

О

$$M_k = \frac{1000P_d}{\omega} = \frac{1000 \cdot 1,7}{104,6} = 16,2$$

Призначаємо пружну муфту з параметрами: крутний момент, що передається 63.0 Н·м; зовнішній діаметр муфти $D = 200$ мм; посадочний діаметр на вал двигуна $d = 20$ мм.

3.2 Розрахунок зубчатої передачі

Вихідні дані для розрахунку:

– потужність на ведучому валу $P = 1,7$ кВт;

–

– тип передачі – косозуба;

Р

У

Ф

О

О

– матеріал зубчатих коліс – сталь 40Х, твердість НВ 240 – 270, границя міності $\sigma_b \geq 800$ МПа, границя текучості $\sigma_T \geq 650$ МПа, границя втоми $\sigma_{-1} =$

300 МПа;

– базова кількість циклів $N = 1,5 \cdot 10^7$.

Конструктивно приймаємо міжосьову відстань $A = 250$ мм.

Н $m_n = (0,01 \div 0,02)A = (0,01 \div 0,02)250 = 2,5 \div 5$

О
П

р

Р

М

Призначаємо кут нахилу зубів: $\beta = 10^0 \div 15^0$, $\cos\beta = 0,985 \div 0,966$.

а Сумарна кількість зубів z_c , шт,

С

Д

Т

ь

$$z_c = \frac{2A \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 0,97}{6} = 80,83$$

Приймаємо $z_c = 82$.

Н

С

И

Е

й

В

М

З

о

І

д

О

у

-

Ф

ь

б

Ц

М

ж

М

р

о

д

й

у

д

д

ь

с

М

и

т

к

р

р

З урахуванням передаточного відношення зубчатої пари синхронізатора $i = 1$, кількість зубів коліс

$$z_1 = z_2 = \frac{z_c}{2} = \frac{82}{2} = 41$$

При цьому значення $\cos \beta$

$$\cos \beta = \frac{z_c m_n}{2A} = \frac{82 \cdot 6}{2 \cdot 250} = 0,984$$

Кут нахилу зубів $\beta = 10^0 10'$.

М

Ц

М

М

р

о

д

й

у

д

д

ь

с

М

и

т

к

р

р

$$A = 250 + 1,8 = 252.$$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{6}{\cos 10^0 10'} = 6,097$$

$$d_e = m_s z = 6,097 \cdot 41 = 249,98 \approx 250$$

$$D_e = d_e + 2m_n = 250 + 2 \cdot 6 = 262$$

Згідно рекомендацій призначаємо 7-му ступінь точності виготовлення коліс

Коефіцієнт ширини колеса

$$\psi_s = \frac{b}{A} = 0,12$$

М

о

м

К

е

о

н

л

о

в

н

е

а

з

в

у

е

с

и

у

л

ч

а

о

я

м

у

д

о

п

з

у

а

н

с

т

е

п

т

л

е

м

н

$$M_k = \frac{1000P_d}{\omega} = \frac{1000 \cdot 1,7}{104,6} = 16,2$$

Визначаємо допустимі напруження:

$$F = \frac{2M_k \cos \beta}{M_n z_k} = \frac{2 \cdot 16,2 \cdot \cos 10^\circ}{0,006 \cdot 4,1} = 129,6 \approx 130$$

$$[\sigma]_{aov} = \sigma_{nov.e} \cdot P_{nov} \cdot P_{e'az} \cdot P_u \cdot P_p$$

де $\sigma_{nov.e} = 650 \text{ МПа}$ – вихідна границя контактної витривалості;

$P_{nov} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує якість поверхні зубів;

$P_{e'z} = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує в'язкість матеріалу (індустріальне 45);

$P_u = 1$ – коефіцієнт, що враховує число циклів навантажень;

$P_p = 1$ – коефіцієнт, що враховує режими роботи передачі;

б

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{-1} \cdot P_{u.n}}{K_\sigma \cdot n_n}$$

де σ_{-1} – границя витривалості, МПа; $\sigma_{-1} = 300$;

n_n – коефіцієнт безпеки, $n_n = 1$;

$P_{u.n}$ – коефіцієнт, що враховує число циклів навантажень при розрахунку сталевих зубів на згин, $P_{u.n} = 1,6$;

М_к Н·м

е б

Е

М

Виконуємо розрахунок передачі на міцність []

К

О

Н

де i – передаточне число, $i = 1$;

Т

a – ширина колеса, м; $v = 0,03$

K – коефіцієнт навантаження

Т

Н

$$K = K_{\partial} \cdot K_{к.ц}$$

i де $K_{к.ц}$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію навантажень вздовж

контактних ліній, $K_{к.ц} = 1,2$;

Н

K_{∂} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в передачі, $K_{\partial} = 1,6$;

В

а

$$k = 1,6 \cdot 1,2 = 1,92$$

Н

$$\sigma_k = \frac{92500}{0,25 \cdot 1} \sqrt{\frac{(1+1)^3 \cdot 1,9 \cdot 16,2}{0,03}} = 105,3 \cdot 10^6 \approx 105$$

$$\sigma_k = 105 \text{ МПа} < [\sigma]_{нов} = 600 \text{ МПа}$$

а

Умови контактної міцності виконуються.

ж

е Н

а Н

п Н

р і

у

k – коефіцієнт навантаження, $k = 1,92$;

ж В

β – кут нахилу зубів по ділильному діаметру, $\beta = 10^{\circ}10'$;

е С

v – ширина колеса, м; $v = 0,03$;

Н

T – нормальний модуль, м; $m_n = 0,006$;

Н

а

α – коефіцієнт форми зуба, що визначається в залежності від фактичної

кількості зубів, $\alpha = 0,48$

е

з

В

Г и

E_s – торцевий коефіцієнт перекриття

и х

Н

Е

М

В

Умова міцності зуб на згин виконується.

3.3 Розрахунок вала вібратора.

На вал діють сили інерції дебалансів, сила ваги валу, сила ваги дебалансів, крутний момент.

Будуємо епюру згинаючих моментів від дії сил інерції P_{in}, H дебалансів.

$$P_{in} = m_{\delta} R \omega^2 e$$

д

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

m

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

δ

Тоді сила інерції:

$$- P_{in} = 22,48 \cdot 0,04 \cdot 104,6^2 = 9838,3 \text{ Н}$$

Розрахункова схема і епюра згинаючих моментів наведена на рисунку 3.1

м

а

с

а

$$\sigma = \frac{1,19 \cdot 130 \cdot 1,92 \cdot 0,8 \cdot 10^6}{0,03 \cdot 0,006 \cdot 0,476 \cdot 1,724} = 20 \text{ МПа} < [\sigma_u] = 19,6 \cdot 10^6 \text{ МПа}$$

д

е

б

а

л

а

н

с

у

,

Е

М

М

Е

Д

Д

Е

Е

В

Ч

Ч

І

І

О

П

П

З

З

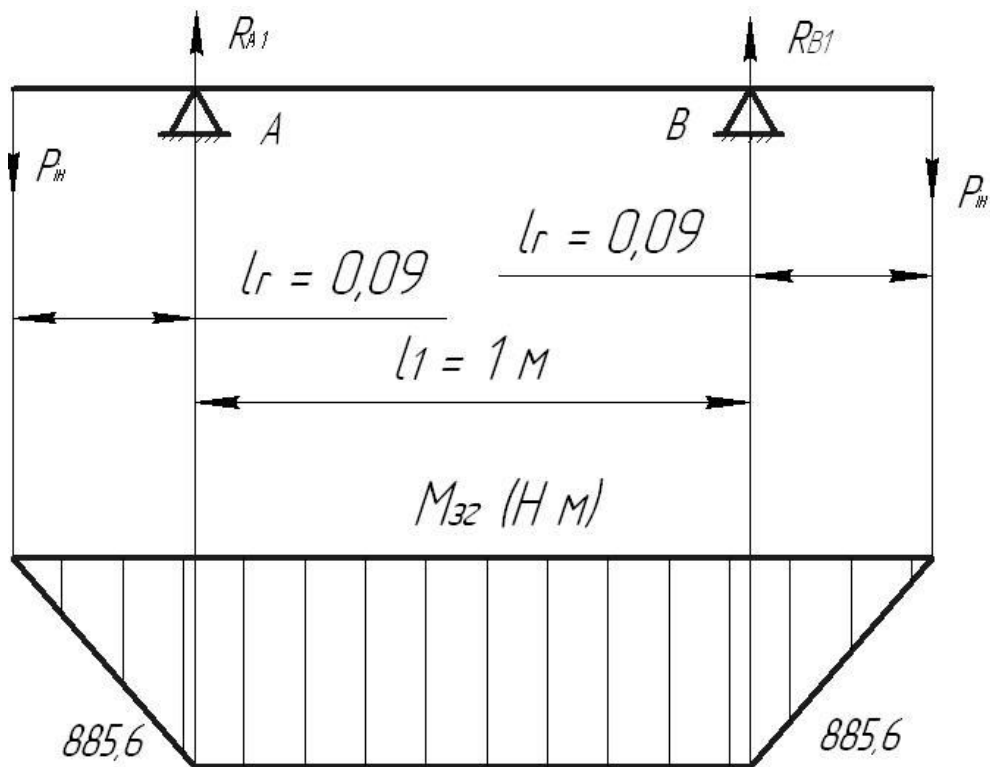


Рис.3.1 Епюра згинаючих моментів від дії сили інерції дебалансів.

Реакції опор визначаємо з умови рівноваги системи.

$$\sum M_a = 0$$

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

$$R_{B1} = \frac{P_{in} \cdot l_1}{l_1} = P_{in}$$

$$R_{B1} = R_{A1} = P_{in} = 9838,3$$

Згинаючий момент:

$$M_{1A} = P_{in} \cdot x_{1A} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$0 \leq x_{1A} < l_2$$

де $l_2 = 0,09 \text{ м}$

При $x_{1A} = 0$, $M_{1A} = 0$

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

$$M_{1B} = P_{in} \cdot x_{1B}$$

$$0 \leq x_{1B} \leq l_2$$

де $l_2 = 0,09 \text{ м}$

При $x_{1B} = 0, M_{1B} = 0$

При $x_{1B} = l_2, M_{1B} = 885,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Будуємо епюру згинаючих моментів від сили ваги валу(рис.3.2)

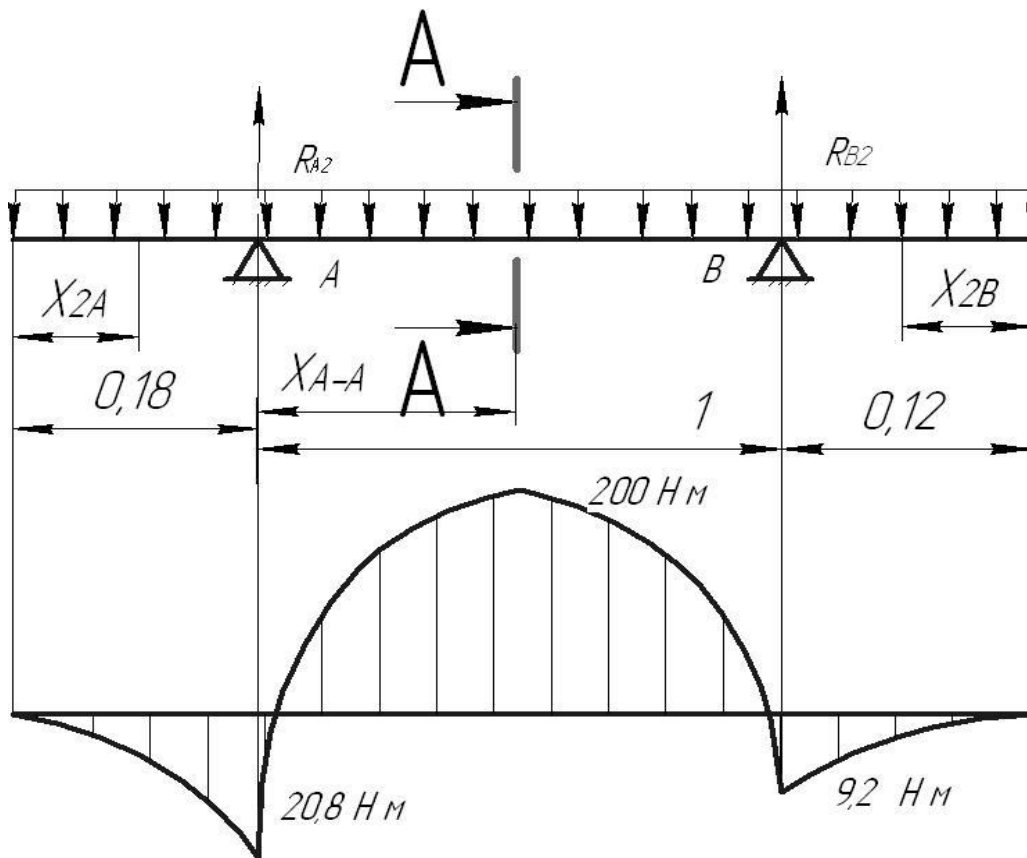


Рис. 3.2 Епюра згинаючих моментів від дії сил ваги валу

Приймаємо орієнтовно середній діаметр валу, м; $d_e = 60$.

Вага валу, Н; $G_{\hat{a}}$,

$$G_e = m_o g$$

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

Масу вала $m_g, кг$ визначаємо як масу сталевого циліндру

$$m_g = \frac{\pi}{4} d_g^2 l \rho$$

д

l – довжина валу, м; $l = 1,3$.

ρ

$$m_g = \frac{3,14}{4} \cdot 0,06^2 \cdot 1,3 \cdot 7800 = 28,6$$
$$G_g = 28,6 \cdot 9,8 = 280$$

– Р

о

$$q = \frac{G_g}{l} = \frac{280}{1,3} = 215,4 \text{ Н/м}$$

з щ

п і

Так як, вал здійснює коливання разом з коробом, то повне

о л

д ь Р

о н

$$q_g = q + k_d q$$

з і

де k – коефіцієнт динамічності; Н/м

п с

н т

$$k = \frac{a \cdot \omega^2}{g}$$

д ь

і

$a = 0,00445$ – амплітуда коливань;

п с

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

а т

в а

$$q_g = 215,4 + 4,97 \cdot 215,4 = 1285,5$$

а л

Реакції опор визначаємо з умови рівноваги системи.

н і

Н

н р

$$\sum M_{A2} = 0$$

/

а

ж =

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

м

е

н 7

т 8

я 0

ж 0

$$R_{B2} = \frac{q_6 \frac{1^2}{2} + q_6 \cdot 0,12(1 + \frac{0,12}{2}) - q_6 \frac{0,18^2}{2}}{1} =$$

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

$$\sum_{i=1}^n R_i = 0$$

$$R_{A2} + R_{B2} - q_6 l = 0$$

$$R_{A2} = q_6 l - R_{B2} = 1285,5 \cdot 1,3 - 815,6 = 855,5$$

Згинаючий момент

$$M_{2A} = q_6 \cdot \frac{x_{2A}^2}{2}$$

$$0 \leq x_{2A} \leq 0,18$$

При $x_{2A} = 0$ $M_{2A} = 0$

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

$$M_{2B} = q_6 \cdot \frac{x_{2B}^2}{2}$$

$$0 \leq x_{2B} \leq 0,12$$

При $x_{2B} = 0$ $M_{2B} = 0$

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

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

$$0 < x_{A-A} < 1$$

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

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

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

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

Визначаємо реакції опор

$$\sum M_{A3} = 0$$

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

$$R_{B3} = \frac{Q_o \cdot l_1}{l_1} = Q_o$$

Вага дебалансу $Q_o, \text{ Н}$

$$Q_o = m_o \cdot g = 22,48 \cdot 9,8 = 220$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 220$$

Згинаючі моменти

$$M_{A3} = Q_o \cdot x_{A3}$$

$$0 \leq x_{A3} \leq 0,09$$

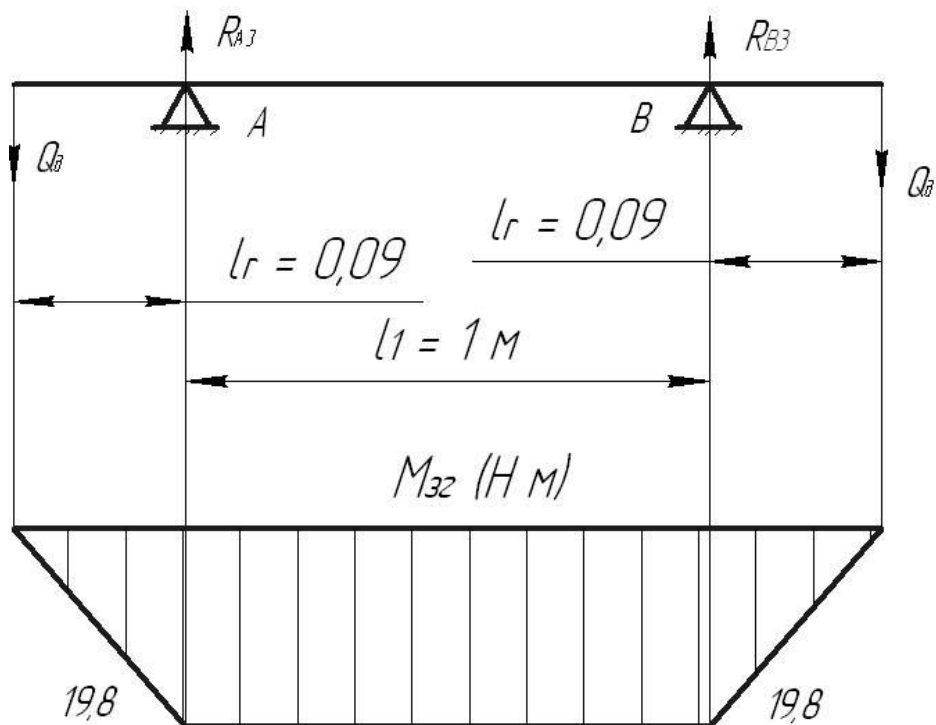


Рис.3.3 Епюра згинаючих моментів від дії сил ваги дебалансів

При $x_{A3} = 0$ $M_{A3} = 0$

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

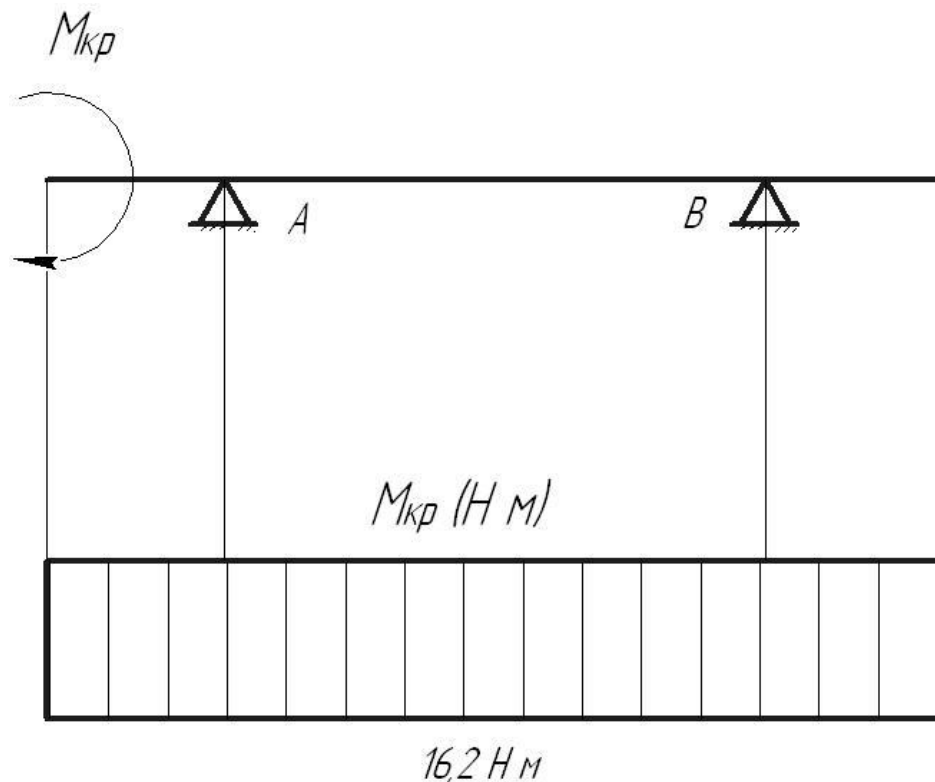


Рис.3.4 Епюра крутних моментів

$$M_{B3} = Q_d \cdot x_{B3}$$

$$0 \leq x_{B3} \leq 0,09$$

При $x_{B3} = 0$ $M_{B3} = 0$

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

Н

а

$$M_{кр} = \frac{1000P}{\omega} = \frac{1000 \cdot 1,7}{104,6} = 16,2$$

Визначаємо зведений момент для найбільш несприятливого випадку,

р коли сила інерції, сила ваги валу і дебалансів мають один напрямок.

и

с Розглянемо переріз А-А як найбільш завантажений.

с

у 3

Г н

$$M_{A-A.32} = 885,5 + 200 + 9,8 = 1075,3$$

и к

н у

а

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

З

$$M_{36} = \sqrt{1075,3^2 + 16,2^2 \cdot 0,75} = 1076$$

В

е

Д Діаметр валу d , мм

е Попередньо визначаємо діаметр валу від статичної дії навантаження

н

и

й

д

м е

о σ
д

м J
е

е σ
н $\frac{c}{m}$

коefficient для легованих сталей при згині;

т σ
т

Приймаємо як матеріал валу – сталь 40Х

в

и д

з р

н р

а н

ч с

а н

є н

м я

о т

е

м

е

$$\sigma_s = 7,16 \cdot 10^8$$

$$[\sigma]_T = 5,96 \cdot 10^8$$

$k = 2$ – запас міцності при статичному навантаженні.

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр} \cdot n}{0,1[\sigma]_{cm}}}$$

Е

М

В

$$[\sigma]_{cm} = \frac{[\sigma]_T}{k_o} E$$

Д

Е

М

В

Е

Д

т

Е

о

и

а

і

з

о

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

З урахуванням дії динамічного навантаження приймаємо діаметр валу в перерізі А-А $d = 38 \text{ мм} = 0,038 \text{ м}$, а в місці посадки підшипників $d_I = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м}$.

Перевірка валу на втому. Осьовий момент опору круглого перерізу $W, \text{ м}^3$

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

Осьовий момент опору.

В перерізі А-А

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,038^3}{32} = 4,14 \cdot 10^{-5}$$

В опорі А

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

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

$$\sigma_{np}^{\max} = \frac{M_{кр}}{W}$$

Зведений момент $M_A, \text{ Н} \cdot \text{ м}$ на опорі А

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

Д

е

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

М

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

з

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

.

А

Подальші розрахунок виконуємо для перерізу опори А, як більш навантаженому.

Максимальний зведений момент визначаємо для випадку, коли сили інерції дебалансів спрямовані протилежно силам ваги валу і дебалансів.

$$M'_3 = 885,6 - 20,9 - 19,8 = 844,9$$

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

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

Визначаємо середнє напруження циклу $\sigma_p, МПа$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{np.A}^{nx} + \sigma_{np.A}^{mii}}{2} = \frac{43,8 + 40,1}{2} = 41,95$$

Визначаємо амплітуду коливань навантаження $P, МПа$

$$P = \frac{\sigma_{np.A}^{nx} - \sigma_{np.A}^{mii}}{2} = \frac{43,8 - 40,1}{2} = 1,85$$

Визначаємо характеристику циклу

$$S = \frac{\sigma_{np.P}^{in}}{\sigma_{np.P}^{nx}} = \frac{40,1}{43,8} = 0,91$$

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень призначаємо з

у

Р Визначаємо границю витривалості для симетричного циклу при згині

$\sigma_{P-1}, МПа$

х

у

в

а

н

$$P_{-1} = \beta_k \cdot \sigma_{вр}$$

де β – числовий коефіцієнт, що визначає вид деформації (для згину);

$$\beta = 0,4;$$

σ_{ep} – границя міцності для сталі 40Х при розтягуванні, МПа; $\sigma_{ep} = 76$.

$$P_{-1} = 710 \cdot 0,4 = 286,5$$

Коефіцієнт чутливості при $\alpha_{KT} = 2$ і $\sigma_{ep} = 76$ МПа приймаємо $q = 0,65$

Дійсний коефіцієнт концентрації напружень

$$\alpha_{\kappa d} = 1 + q(\alpha_{KT} - 1) = 1 + 0,65(2 - 1) = 1,65$$

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

Коефіцієнт впливу якості механічної обробки (при тонкому точінні)

$$\beta = 0,83.$$

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

Д

о

п

у

с

т

я

м

у

с

к

н

я

р

у

ж

в

н

н

$$[P_{-1}] = \frac{P_{-1} \alpha_{ui} \beta \beta_l}{\kappa_0 \alpha_{\kappa d}}$$

де κ_0 – запас міцності при статичному навантаженні, $\kappa_0 = 2$.

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

Д

$$[\sigma] = \frac{2 \cdot [\sigma]_{cm} \cdot [P_{-1}]}{(1 - S)[\sigma]_{cm} + (1 + S)[P_{-1}]}$$

де $[\sigma]_{cm}$ – допустимі напруження при статичному навантаженні, МПа;

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

Коефіцієнт запасу по напруженням κ

$$\kappa = \frac{[\sigma]}{\sigma_{max}} = \frac{158}{43,8} = 3,6$$

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

Таким чином умови міцності валу виконуються.

3.4 Розрахунок підшипників валу вібратору.

Приймаємо в якості опори валу двохрядний самоустановний підшипник, виходячи із наступних міркувань:

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

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

Характеристики підшипника [13] наведена в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Характеристики підшипника

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

Визначаємо довговічність підшипника L у млн. обертів

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

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

P – приведені навантаження, кН;

$$P = (X F_r + Y F_a) k_\delta k_t$$

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

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

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

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

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

k_t – температурний коефіцієнт, так як температура підшипника не перевищує $t = 105$ °С приймаємо $k_t = 1$;

k_δ – коефіцієнт безпеки, який враховує характер роботи.

Д

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

П

і

д

Довговічність підшипника L_h в годинах

ш

и

д

п

е

н

–

и

к

ч

і

а

в

с

ч

в

а

і

е

б

а

р

и

н

г

б

р

е

о

р

р

о

ж

т

н

і

в

у

к

р

п

Заміна підшипників вібраторів грохотів планується при текучому ремонті через 9360 годин роботи, тобто умови довговічності підшипників виконуються

3.5. Розрахунок пружної опори грохоту

Статичне навантаження, що діє на одну пружину від ваги коливних

д

де m_{ep} – маса коливних частин грохоту, кг; $m_{ep} = 800$.

де i – кількість опор;

i_1 – кількість пружин в опорі;

Приймаємо $i = 4$; $i_1 = 1$

К

$P, H = 1,6$

Е

М

Е

В

М

Е

В

Д

Е

Д

Е

і

Е

у

а

а

у

а

і

т

о

і

п

о

.

а

.

.

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

а

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_h = \frac{571,2 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 9520$$

$$P = \frac{G_k}{i \cdot i_1}$$

$$G_k = m_{ep} g$$

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

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

$$P = \frac{7840}{4 \cdot 1} = 1960$$

$$k = \frac{Gd}{8e^3 n}$$

де G – модуль пружності другого роду матеріалу пружини. Приймаємо

м

а

т

е

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

$$e = \frac{D_{cp}}{d}$$

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

і

Приймаємо по рекомендаціям

а

л

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

$$k = \frac{7,5 \cdot 10^{10} \cdot 0,018}{8 \cdot 6,66^3 \cdot 4,5} = 1,27 \cdot 10^5$$

п

р

Статичне осадження пружини f_{cm} , мм

у

ж

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

и

Повне осадження пружини при робочому режимі f_{max} , мм

н

$$f_{max} = f_{cm} + A$$

и

д

де A – амплітуда коливань грохоту, м; $A = 0,00445$.

р

$$f_{max} = 0,0154 + 0,00445 = 0,01988 \approx 0,02$$

і

Максимальне напруження в пружині при сталому режимі роботи τ_{max} , МПа

т

$$\tau_{max} = \frac{n_0 f_{max} Gd}{\pi n_p D_{cp}^2}$$

с

кофіцієнт, що враховує напруження у внутрішніх волокнах валика

т

$$\tau_{max} = \frac{1,25 \cdot 0,02 \cdot 7,5 \cdot 10^{10} \cdot 0,018}{314 \cdot 4,5 \cdot 0,12^2} = 166 \cdot 10^6 = 166$$

а

Мінімальне напруження у пружині при сталому режимі τ_{min} , МПа

л

е

$$\tau_{min} = \frac{f_{max} - 2A}{f_{max}} \tau_{max}$$

в

и

Запас міцності пружини при розрахунку на циклічну міцність:

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

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

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

$m = 4,1$ E

Умови міцності пружини при циклічних навантаженнях виконується. E

Крок витків пружини $h, мм$ B

$$h = d + \frac{D}{n_p} + \delta_p$$

де $\delta_p = 0,001m$ E

$$h = 0,018 + \frac{0,02}{4,5} + 0,001 = 0,0289m = 28,9$$

Висота пружини $H, мм$ t

$$H = n_p \cdot n + (n_1 - 0,5)d^3$$

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

$$H = 4,5 \cdot 28,9 + \frac{1}{m} \cdot n \cdot \frac{\tau_{ax}}{\tau_3} \left[\left(1 - \frac{\tau_{in}}{\tau_{ax}}\right) + \left(2 \frac{\tau_3}{\tau_0 - 1}\right) \left(1 - \frac{\tau_{in}}{\tau_{ax}}\right) \right]$$

Власна частота коливань грохота ω_z, s^{-1}

$$\frac{1}{m} = \frac{166}{2,950} \left[\left(1 + \frac{92,1}{166}\right) + \left(2 \frac{950}{500} \cdot 10 \cdot \frac{92,5}{166} \cdot 1,4 \cdot 1\right) \right] = 0,244 \sqrt{\frac{k \cdot i \cdot i_1}{m_{sp}}}$$

$$\omega_z = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 10^8}{800}} = 148,5$$

Коефіцієнт динамічності[1]:

Д

Е

М

В

Е

Д

$$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega_z}$$
$$\mu = \frac{1}{4,15^{-2} - 1} = \frac{1}{16,2} = 0,0616$$

Ефективна віброізоляція виконується, якщо

Е

$$\mu < \frac{1}{15}$$

Тобто умова віброізоляції виконується.

Ч

У

А

Т

І

О

РОЗДІЛ 4 ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1. 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 віброгрохоту, 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.

4.2 Аналіз потенційних небезпек і шкідливих факторів при експлуатації віброгрохоту.

Небезпеками в процесі експлуатації віброгрохоту є:

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

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 віброгрохоту 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 віброгрохоту 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 важкими, 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 віброгрохоту

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;

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.

4.4 Інженерні розрахунки

Робочі органи віброгрохоту, 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
в

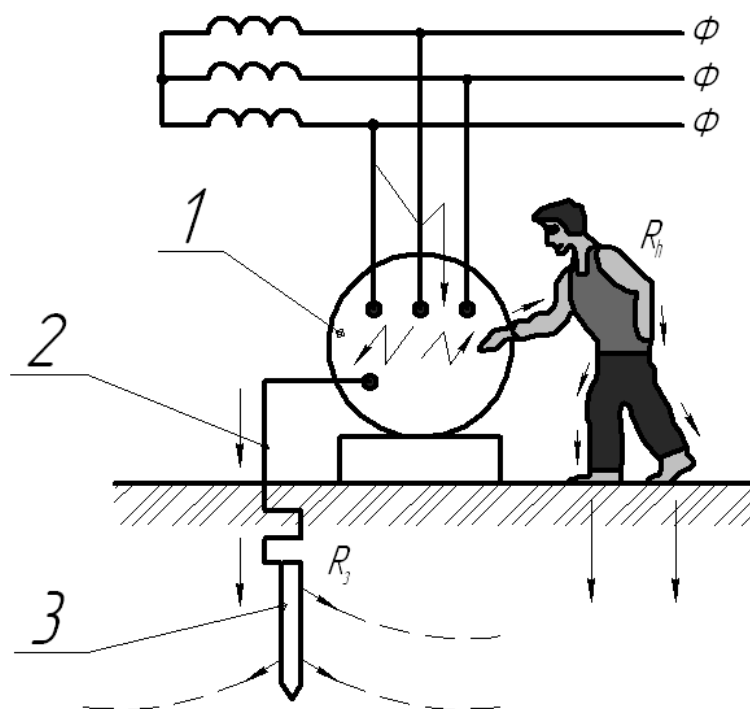


Рис. 4.1 Схема захисного заземлення: 1 – віброгрохоту з встановленим на ньому електрообладнанням; 2 – провідник;

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 —
б —
р —
м —
д —
в 3
д
ж
й

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

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, шт.

О

П
і

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

Р

де ρ_g – розрахунковий питомий опір ґрунту для вертикальних електродів,

Ом · м; визначається згідно наступної формули

р

$$\rho_g = \rho_{вим} \cdot \psi_g,$$

о

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

глини $\rho_{вим} = 70$ Ом · м;

т

ψ_g – розрахунковий коефіцієнт сезонності для вертикальних електродів; згідно

$\psi_g = 1,2$;

а

$$\rho_g = 70 \cdot 1,2 = 84;$$

l_g – довжина вертикального електроду, м;

d_g – діаметр вертикального електроду, м;

ю

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

наступною формулою

с

$$t_1 = \frac{l_g}{2} + t_2,$$

т

t_2 – глибина закладання горизонтального електроду, м; приймаємо рівною

$t_2 = 0,6$ м;

м

у

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

О

Т
ж

$$R_6 = \frac{84}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,8} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 1,8}{0,03} + 0,5 \cdot \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 1,8}{4 \cdot 1,5 - 1,8} \right) = 37,88.$$

е
е

Н

$$n = \frac{R_6}{R_3 \cdot \eta_6},$$

о

в

де R_3 – нормативний опір заземлення, Ом;

н

і

д

н
о
р
д

η_6 – коефіцієнт використання вертикальних електродів; для орієнтовного розрахунку приймається рівним $\eta_6 = 1$.

Т

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

і
р

Приймаємо 4 шт.

т
н
д

О

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

де a – відстань між вертикальними електродами, м.

т
с
б

Т

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

н
н
н
ю

О

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

б
с
е

н

р

р

м

н

д

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] $\psi_2 = 2$;

d_2 – довжина горизонтального електроду, м;

d_2 – діаметр горизонтального електроду, м.

О

Т

ж

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

е

М

о

ж

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

е

Правильно розраховане захисне заземлення повинно відповідати наступним умовам

і

$$R_0 \leq R_3,$$

р

$$R \approx R_3.$$

в

р

о

н

а

т

ч

о

к

п

н

и

ю

й

а

м

р

т

а

е

н

я

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).

5 Техніка безпеки при експлуатації віброгрохоту.

Обслуговування агрегатів вібромайданчика необхідно виконувати з дотриманням вимог СНІП І -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 віброгрохоту 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 віброгрохоту; 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 віброгрохоту необхідно стежити за цілістю ізоляції електрокабелів, приладів безпеки, чистотою проходів і обладнання, надійністю

огорожень і наявністю в обслуговуючого персоналу засобів індивідуального захисту.

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 (провушини, стропові отвори). При цьому оператор повинен мати посвідчення стропальника.

Щоденне технічне обслуговування віброгрохоту 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 віброгрохоту 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. Вайсберг, Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / – Москва: Недра, 1986 – 144 с.
4. Волков Е.Б., Глухих И.А., Ляпцев С.А. Теоретический анализ технологических параметров вибрационных грохотов // Современные проблемы науки и образования. - 2013.- № 6 (приложение «Технические науки»). - С. 12.
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., Цынкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. –М.: «Машиностроение», 1975, 460 с.
- Стеблюк М.І. „Цивільна 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>