

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

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

на тему:

«Дослідження логістичної системи руху матеріалу»

(назва)

Кононенко Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Київ 2022 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“ ____ ” _____ 2022 року

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

«Дослідження логістичної системи руху матеріалу»

(назва)

Виконав студент групи: ІЛС-2маг

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(спеціальність)

Спеціалізація: Інженерія логістичних систем

Кононенко Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник

Орищенко С.В.

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2022 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет: автоматизації і інформаційних технологій

Кафедра: машин і обладнання технологічних процесів

Освітній рівень: «магістр за ОПП»

Спеціальність: 131 «Прикладна механіка»

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Завідувач кафедру МОТП

д.т.н., проф. І.І. Назаренко

“ _____ ” _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА
ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Кононенко Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові магістранта)

1. Тема АМР: «Дослідження логістичної системи руху матеріалу»

Затверджена наказом ректора КНУБА № 625/2 від 27.06.2022 р.

2. Керівник роботи: Орищенко Сергій Вікторович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Науковий керівник і тема наукового дослідження затверджена рішенням Ради факультету, протокол № від 20 р.

3. Строк подання студентом роботи до захисту листопада 2022 року

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р.1. Оцінка застосування конвеєрів в схемах логістичних систем для руху матеріалу

Р.2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних конвеєрів

Р.3. Дослідження та визначення ефективних параметрів та режимів роботи вібраційних конвеєрів

Р.4. Конструкторська частина. Розрахунки параметрів.

Р.5. Техногенна безпека.

5. Графічний матеріал за розділами:

Р.1. Огляд та аналіз будови логістичних систем -1л.

Р.2. Критерії ефективності -1л.

Р.3. Дослідницька частина - 1л.

Р.4. Конструкторська частина -4л.

Р.5. Рекомендації по техногенній безпеці - 1л.

6. Календарний план виконання роботи

№	Види робіт та їх зміст	Дата виконання
1	Розділ 1. Оцінка застосування конвеєрів в схемах логістичних систем для руху матеріалу	Вересень 2022 р.
2	Розділ 2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій та режимів роботи вібраційних конвеєрів	Вересень 2022 р.
3	Розділ 3. Дослідження та визначення ефективних параметрів та режимів роботи вібраційних конвеєрів	Жовтень 2022 р.
4	Розділ 4. Конструкторська частина. Розрахунки параметрів.	Жовтень 2022 р.
5	Розділ 5. Техногенна безпека.	Листопад 2022 р.
6	Остаточне оформлення роботи	Листопад 2022 р.
7	Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	15 листопада 2022 р.
8	Попередній захист роботи на кафедрі	Грудень 2022 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

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

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2022 року

Керівник _____
(підпис)

доцент_ Орищенко С.В.

Студент _____
(підпис)

Кононенко В.В.

РЕЗЮМЕ

Київський національний університет будівництва і архітектури

факультету автоматизації і інформаційних технологій

Кононенко Олександр Сергійович

Група ІЛС-2маг

Тема атестаційної випускної роботи:

«Дослідження логістичної системи руху матеріалу»

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 131 «Прикладна механіка»,

Науковий керівник: Орищенко Сергій Вікторович,

**кандидат технічних наук, доцент кафедри машин і обладнання
технологічних процесів**

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5, стор.71, таблиць 4, рис. 28, графічна частина – 1 слайдів (аркушів формату А4.) завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. Переміщення матеріалу являється однією із багаточисельних технологічних операцій в будівельній індустрії. До таких технологічних операцій відносяться рух матеріалу як в цехах заводів будівельної індустрії так в межах будівельного майданчика. Це рух щебню, піску, цементу, води для приготування бетонних сумішей їх ущільнення, процеси руху готових матеріалів: арматури, цегли, панелей, блоків та інш. Для цього використовується відповідне обладнання: крани, конвеєри, бункери, живильники, дозатори, дробарки, грохоти, змішувачі, вібраційне обладнання. Якщо вважати, що рух матеріалу розглядається як процес забезпечення виготовлення нового матеріалу,

то домінуючим технологічним обладнанням являються конвеєри. Серед різних за конструкцією та принципом роботи конвеєрами найбільш ефективним обладнанням являються вібраційні конвеєри, внаслідок чого і є об'єктом даного дослідження. А предметом дослідження, як це і визначено темою є вплив на визначення основних параметрів вібраційного конвеєра руху матеріалу з метою визначення ефективних та енергоощадних режимів і параметрів вібраційного конвеєра. Вирішення зазначеного вище питання і присвячена тема магістерської роботи, а саме « Дослідження логістичної системи руху матеріалу».

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

- привести основні схеми логістичних систем для руху матеріалу із застосуванням вібраційних конвеєрів;
- здійснити огляд існуючих конструкцій вібраційних конвеєрів;
- дослідити вплив матеріалу на робочий процес вібраційного конвеєру;
- визначити ефективні та енергоощадні режими і параметри вібраційного конвеєра;
- передбачити заходи техногенної безпеки при експлуатації вібраційних конвеєрів.

У першому розділі «Оцінка застосування конвеєрів в схемах логістичних

систем для руху матеріалу» приведено місце й призначення конвеєрів схеми логістичних систем для руху матеріалу. Здійснено аналіз обладнання, що входять в логістичні систем руху матеріалу.

У другому розділі «Огляд та дослідження існуючих параметрів і режимів роботи вібраційних конвеєрів» здійснено вибір методів оцінки параметрів і режимів роботи існуючих вібраційних конвеєрів. Приведені схеми та конструкції вібраційних конвеєрів та досліджені існуючі параметри і режим вібраційних конвеєрів.

У третьому розділі «Дослідження та визначення ефективних параметрів та режимів роботи вібраційних конвеєрів» здійснено вибір схеми та конструкції вібраційного конвеєра, як підсистеми логістичної системи руху матеріалів.

Приведені рівняння руху резонансного вібраційного конвеєра, рішення та визначення їх основних параметрів робочого процесу. Виконано наліз отриманих результатів дослідження та сформульовані висновки по розділу.

У четвертому розділі «Конструкторська частина. Розрахунки параметрів» здійснено розрахунок параметрів та визначені раціональні енергоефективні режими резонансного вібраційного конвеєра. Визначені основні параметри вібраційного конвеєра, що забезпечують заданий режим його роботи та виконані розрахунки їхніх геометричних та конструкторських розмірів.

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

Ключові слова: логістичні системи, рух, матеріал, вібраційний конвеєр, режими, резонанс, параметри, розрахунок, техногенна безпека.

Key words: logistic systems, movement, material, vibrating conveyor, modes, resonance, parameters, calculation, manmade safety.

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

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

Науковий керівник _____ / доц., к.т.н., Орищенко С.В./
(підпис)

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

« 15 » листопада 2022 р.

Зміст

Вступ	10
Розділ 1. Оцінка застосування конвеєрів в схемах логістичних систем для руху матеріалу.....	11
1.1. Основні схеми логістичних систем для руху матеріалу.....	11
1.2. Аналіз та оцінка застосування конвеєрів в логістичних системах руху матеріалу.	13
1.3. Висновки по розділу.....	16
Розділ 2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій і режимів роботи вібраційних конвеєрів.	17
2.1. Класифікаційні ознаки вібраційних конвеєрів.....	17
2.2. Будова вібраційних конвеєрів.....	17
2.3. Дослідження робочого процесу руху матеріалу у вібраційному конвеєрі.	20
2.4. Висновки по розділу.....	27
Розділ 3. Дослідження та визначення ефективних параметрів та режимів роботи вібраційних конвеєрів.	28
3.1. Обґрунтування та вибір конструктивної та розрахункової схем вібраційного конвеєру.....	28
3.2. Аналіз отриманих результатів дослідження.	37
3.3. Висновки по розділу.....	41
Розділ 4. Конструкторська частина. Розрахунки режимів та параметрів	42
4.1. Визначення раціональних режимів резонансного вібраційного конвеєру	42
4.2. Визначення основних параметрів конвеєру.....	44
4.3. Визначення статичного моменту маси дебалансів і змушувальної сили.	46
4.4. Розрахунок потужності приводу віброконвеєра.....	47
4.5. Визначення геометричних розмірів дебаланса.	48
4.6 Розрахунок опорної пружини віброконвеєра.	49
4.7. Висновки по розділу.....	51
5. Техногенна безпека	52
5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного конвеєра.....	52
5.2 Технічні заходи з техніки безпеки, що передбачені в роботі.....	55
5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації	55
5.2.2 Методи і засоби зниження шуму	56
5.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі	57
5.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха	57

5.3.2 Запобігання можливості ураження електричним струмом	59
5.4. Техніка безпеки при експлуатації вібраційного конвєсра	63
5.5. Пожежна безпека	63
5.6. Висновки по розділу	67
.....	67
Загальні висновки	
Список використаних джерел.....	71

Вступ

Переміщення матеріалу являється однією із багаточисельних технологічних операцій в будівельній індустрії. До таких технологічних операцій відносяться рух матеріалу як в цехах заводів будівельної індустрії так в межах будівельного майданчика. Це рух щебня, піску, цементу, води для приготування бетонних сумішей їх ущільнення, процеси руху готових матеріалів: арматури, цегли, панелей, блоків та інш. Для цього використовується відповідне обладнання: крани, конвеєри, бункери, живильники, дозатори, дробарки, грохоти, змішувачі, вібраційне обладнання. Якщо вважати, що рух матеріалу розглядається як процес забезпечення виготовлення нового матеріалу, то домінуючим технологічним обладнанням являються конвеєри. Серед різних за конструкцією та принципом роботи конвеєрами найбільш ефективним обладнанням являються вібраційні конвеєри, внаслідок чого і є об'єктом даного дослідження. А предметом дослідження, як це і визначено темою є вплив на визначення основних параметрів вібраційного конвеєра руху матеріалу з метою визначення ефективних та енергоощадних режимів і параметрів вібраційного конвеєра.

Розділ 1. Оцінка застосування конвеєрів в схемах логістичних систем для руху матеріалу.

1.1. Основні схеми логістичних систем для руху матеріалу.

На рисунку 1.1 приведена схема руху матеріалу від стану видобутку матеріалу (стадія I), подрібнення та сортування (стадії II-IV) й стадія переміщення до заводу або будівельного майданчика (стадія V).

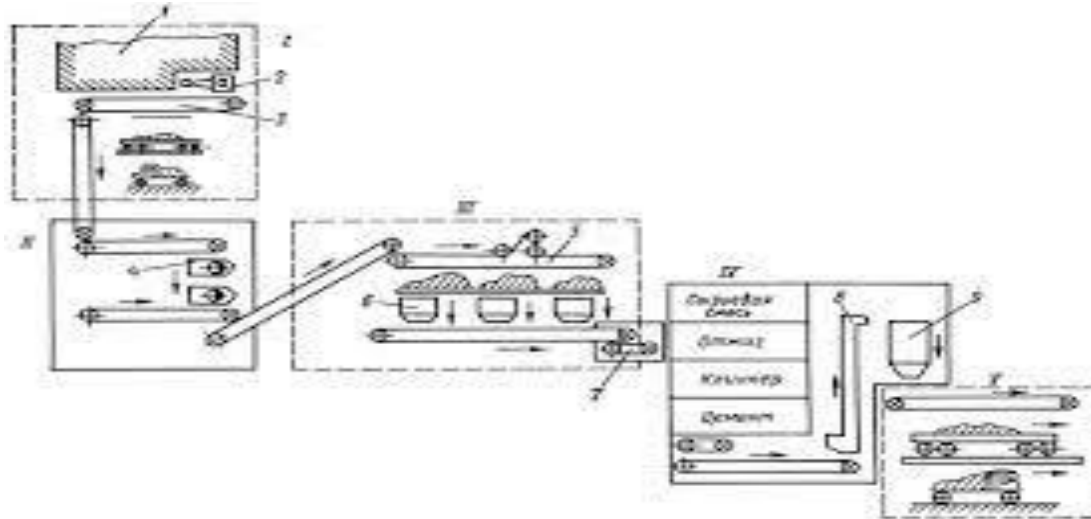


Рис.1.1 Логістична система технологічної схеми видобутку, переробки та переміщення матеріалу.

Із схеми видно, яка велика частина обладнання належить конвеєрам: стрічкові (поз.3), вібраційний (поз.7), елеваторний (поз.8). Другим прикладом використання конвеєрів для руху матеріалу можна навести логістичну систему виробництва будівельних заповнювачів із застосуванням стрічкового та вібраційного конвеєрів.

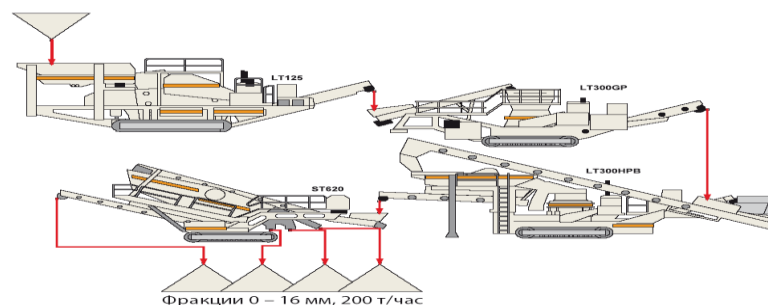


Рис.1.2. Логістична система виробництва будівельних заповнювачів із застосуванням стрічкового та вібраційного конвеєрів.

На рисунку 1.3 приведено логістичну систему технологічної схеми руху подрібнених матеріалів конвеєрами на склад



Рис.1.3 Логістична система технологічної схеми руху подрібнених матеріалів конвеєрами на склад.

На рис. 1.4 показана логістична система технологічної схеми руху компонентів матеріалу при виготовленні будівельного розчину із застосуванням обладнання для переміщення: шнеки 2 і 30; стрічковий конвеєр 4; живильник 14, 21 та 23; дозатори 15,16, 18, 19,20,22; елеватор 31.

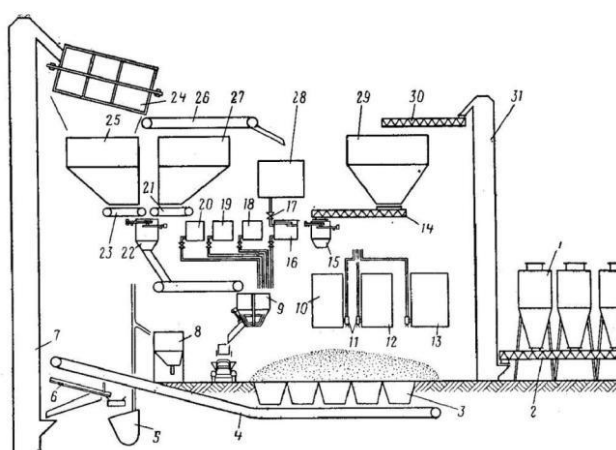


Рис. 1.4 Логістична система технологічної схеми руху компонентів матеріалу при виготовленні будівельного розчину.

Ця логістична система технологічної схеми засвідчує широке впровадження обладнання для забезпечення руху матеріалу.

1.2. Аналіз та оцінка застосування конвеєрів в логістичних системах руху матеріалу.

На рисунку 1.5 наведені загальні види конвеєрів, що застосовуються в логістичних системах для переміщення (руху) матеріалу.



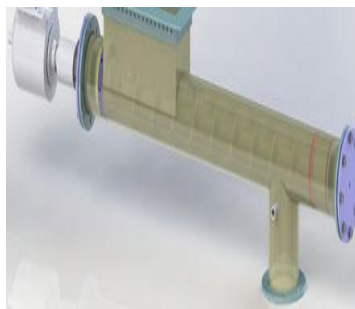
a



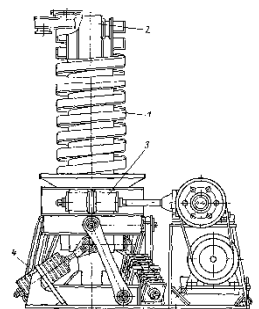
б



в



г



д



е



є

Рис.1.5 Загальні види конвеєрів, що застосовуються в логістичних системах для переміщення матеріалу: а – стрічковий(скребковий для кускових матеріалів); б – стрічковий (для сипких матеріалів); в– стрічковий(шахтний); г– гвинтовий; д– вібраційний підйомник; е, є – вібраційні.

Як слідує із рисунку, конвеєри можуть бути: стрічкові, пластинчасті, підвісні, ковшові, а також шнекові, інерційні, вібраційні, роликові. Найчастіше конвеєри класифікують за типом тягового та вантаж несучого механізму. Виділяють конвеєри зі стрічковим, ланцюговим та іншими тяговими механізмами, а також конвеєри без тягового механізму – шнекові, інерційні, вібраційні, роликові. Конвеєри є невід'ємною складовою сучасних технологічних ліній, вони задають та регулюють темп виробничого процесу, забезпечують його ритмічність та сприяють підвищенню продуктивності. Крім транспортно-технологічних функцій, конвеєри є основними засобами комплексної механізації та автоматизації вантажних та розвантажувальних робіт. Гвинтові конвеєри (рис.1.5,г) застосовують для горизонтального або похилого (під кутом до 20°) транспортування сипких, шматкових і тістоподібних матеріалів на відстань 30...40м. Конвеєр являє собою жолоб напівкруглої форми, всередині якого в підшипниках обертається гвинт приведений електродвигуном через редуктор. При обертанні гвинта матеріал переміщається від завантажувального б до отвору розвантажувального, перекривається засувкою. Форма гвинта залежить від виду матеріалу, що транспортується. Для добре сипучих матеріалів (цементу, крейди, піску, гіпсу, шлаку, порошкового вапна) застосовують суцільні гвинти. Для шматкових матеріалів (великого гравію, вапняку, негранульованого шлаку) використовують стрічкові та лопатеві гвинти. Тістоподібні, що злежалися та вологі матеріали (мокру глину, бетонні суміші, цементні розчини) переміщують фасонними та лопатевими гвинтами. Діаметри гвинтів стандартизовані та становлять 0,15...0,6м, продуктивність їх у середньому 20...40м³/год, при великих розмірах гвинта - до 100м³/год. Продуктивність похилих конвеєрів зменшується через зниження швидкості v внаслідок гравітаційного опору руху. Так, при кутах нахилу 5, 10 та 20° це зниження становить 10, 20 та 35% відповідно. Достоїнством гвинтових конвеєрів є не тільки закритий транспортний процес, але й компактність у порівнянні з іншими конвеєрами (стрічковими і пластинчастими конвеєрами) рівної продуктивності, характеризуються безпекою в роботі та обслуговуванні, придатність для гарячих

і токсичних матеріалів. Вертикальний вібраційний конвеєр-елеватор (рис.1.5,д) має жорсткий каркас, із зовнішнього боку якого прикріплений відкритий жолоб (труба), за яким від низу до верху переміщається матеріал. Внизу каркаса встановлюється вібраційний збудник. Вертикальні складові відцентрових сил вібраційного збудника викликають коливання конвеєра вздовж його вертикальної осі, горизонтальні складові відцентрових сил, спрямовані в різні боки, утворюють момент, що викликає крутильні коливання конвеєра. Поєднання цих коливань при певній частоті і амплітуді забезпечує транспортування вантажу вгору по спіралі. Вертикальні вібраційні конвеєри мають частоту коливань $1000-3000 \text{ хв}^{-1}$; сумарні амплітуди коливань $a = 0,5-8 \text{ мм}$. До основних параметрів таких конвеєрів відносяться: діаметр жолоба (труби) $D_k = 300-900 \text{ мм}$; ширина жолоба $100-400 \text{ мм}$; продуктивність до $20 \text{ м}^3/\text{год}$; висота підйому $6-12 \text{ м}$. Каркас конвеєра віброізолюють від частин фундаменту амортизаторами. Вібраційні конвеєри (рис.1.5,е,є) – універсальні пристрої для подачі практично будь-яких сипких матеріалів, крім липких та вологих. Вібраційні конвеєри призначені для транспортування тонко дисперсних (від десятків мікрон), зернистих і шматкових матеріалів (до 1000 мм і більше) з температурою матеріалу, що, рухається по конвеєру до $1000-1200^\circ\text{C}$ і за ефективністю та мінімізацією енергії є найбільш раціональними.

Гвинтові конвеєри застосовують для горизонтального або похилого (під кутом до 20°) транспортування сипких, шматкових і тістоподібних матеріалів на відстань $30...40 \text{ м}$.

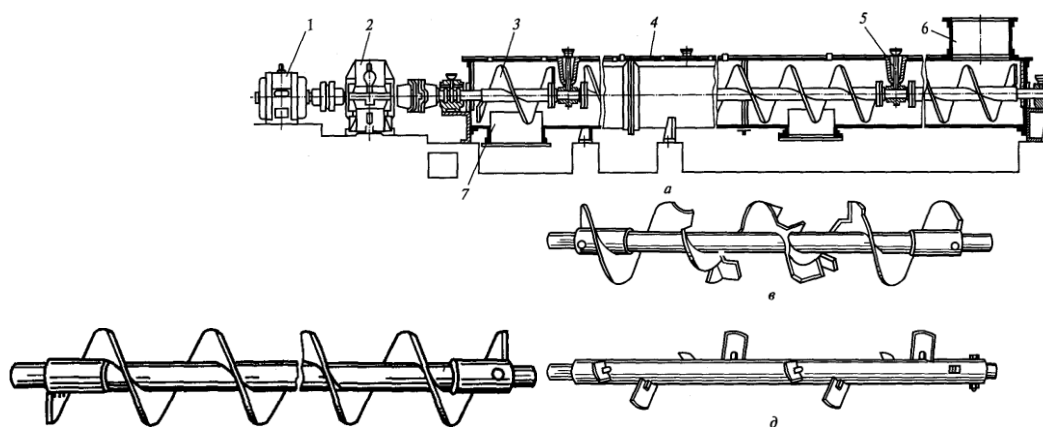


Рис.1.6. Гвинтовий конвеєр: а – загальний вигляд; б - суцільний гвинт; в - стрічковий гвинт; д лопатевий гвинт.

Конвеєр (рис.1.6) являє собою жолоб напівкруглої форми 4, всередині якого в підшипниках обертається гвинт 3, приведений електродвигуном 1 через редуктор 2. При обертанні гвинта матеріал переміщається від завантажувального отвору 6 до розвантажувального 7 отвору, перекривається засувкою. Форма гвинта залежить від виду матеріалу, що транспортується. Для добре сипучих матеріалів (цементу, крейди, піску, гіпсу, шлаку, порошкового вапна) застосовують суцільні гвинти. Для шматкових матеріалів (великого гравію, вапняку, негранульованого шлаку) використовують стрічкові та лопатеві гвинти. Тістоподібні, що злежалися та вологі матеріали (мокру глину, бетонні суміші, цементні розчини) переміщують фасонними та лопатевими гвинтами. Діаметри гвинтів стандартизовані та становлять 0,15...0,6м, продуктивність їх у середньому 20...40м³/год, при великих розмірах гвинта - до 100м³/год. Продуктивність похилих конвеєрів зменшується через зниження швидкості v внаслідок гравітаційного опору руху. Так, при кутах нахилу 5, 10 та 20° це зниження становить 10, 20 та 35% відповідно.

1.3. Висновки по розділу.

1. Дослідженням виявлено, що конвеєри є невід'ємною складовою сучасних логістичних систем технологічного призначення. Конвеєри задають та регулюють темп виробничого процесу, забезпечують його ритмічність та сприяють підвищенню продуктивності. Крім функцій переміщення матеріалів для виробництва бетонних сумішей і розчинів, конвеєри є основними засобами комплексної механізації та автоматизації вантажних та розвантажувальних робіт.
2. За будовою та принципом роботи конвеєри є стрічкові, пластинчасті, підвісні, ковшові, а також шнекові, інерційні, вібраційні, роликові. Найчастіше конвеєри класифікують за типом тягового та вантаж несучого механізму. Виділяють конвеєри зі стрічковим, ланцюговим та іншими тяговими механізмами, а також конвеєри без тягового механізму – шнекові, інерційні, вібраційні, роликові.
3. За ефективністю та мінімізацією енергії найбільш раціональними є вібраційні конвеєри, які здатні реалізовувати складні коливання конвеєра вздовж його вертикальної і горизонтальні осі, що прискорює технологічний процес руху матеріалу не тільки в горизонтальному, а і у вертикальному напрямках.

Розділ 2. Огляд та дослідження існуючих конструкцій і режимів роботи вібраційних конвеєрів.

2.1. Класифікаційні ознаки вібраційних конвеєрів.

Класифікаційними ознаками вібраційних конвеєрів являються:

- тип приводу збудника коливань (вібратора): ексцентриковим; інерційним; пневматичним; гідравлічним; електромагнітним;
- кількість приводів: однопривідні; багатопривідні;
- динамічна схема: одномісні; двомісні; тримісні;
- режим роботи: до резонансні, резонансні; за резонансні;
- тип робочого органу: з відкритими жолобами; із закритими жолобами; із трубами;
- тип опорної системи: опорні; підвісні.

У будівництві вібраційні конвеєри використовують для транспортування матеріалів на невеликі відстані, наприклад, при дозуванні інертних матеріалів у виробництві бетонних сумішей або будівельних розчинів.

2.2. Будова вібраційних конвеєрів.

На рисунках 2.1 – 2.4 приведені схеми вібраційних конвеєрів із різними приводами коливань.

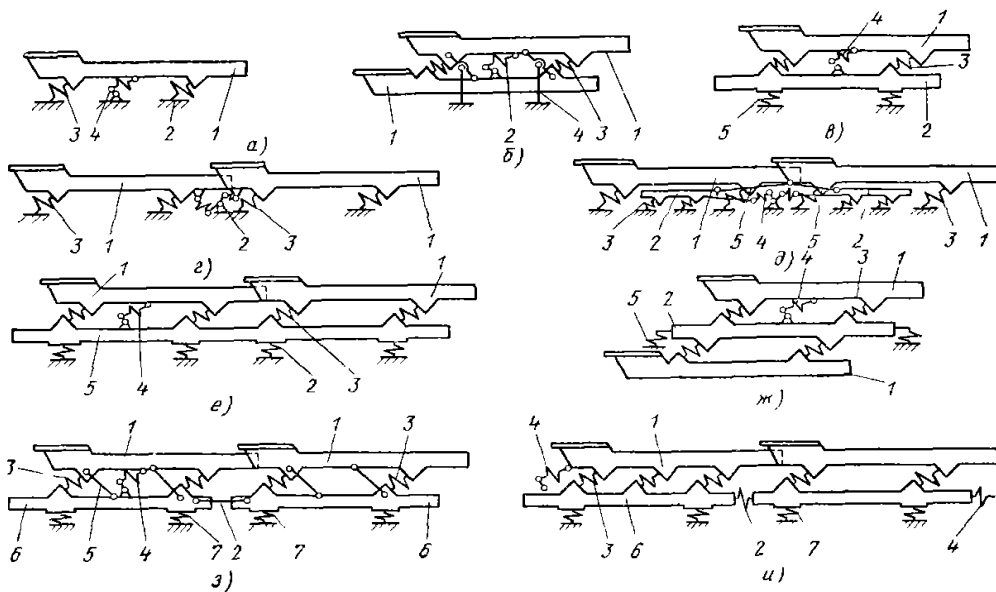


Рис.2.1. Схеми вібраційних конвеєрів із ексцентриковим приводом.

Одномісний конвеєр (рис.2.1,а) є простою конструкцією і складається із робочого органу¹, що спирається на фундамент 2 через пружні опори 3 і приводиться в рух ексцентриковим приводом 4. Недоліком одномасних вібраційних конвеєрів є динамічна неврівноваженість і, як наслідок, передача значних вібраційних навантажень на несучі конструкції. Для зменшення цих навантажень пружини робляться м'якими, внаслідок чого частота власних коливань одномасних вібраційних конвеєрів невелика і вони працюють у за резонансному режимі, при якому частота вимушених коливань, створюваних вібратором, значно перевищує частоту власних коливань віброуючої системи. При пуску і зупинці таких конвеєрів, коли вони переходять резонанс, виникають значні вібраційні навантаження, для зниження яких необхідно розробляти спеціальні заходи. В деякій мірі зменшуються навантаження застосуванням двомісної схеми(рис.2.1,б, в), які відрізняються наявністю двох мас: активної 1 на якій заходиться матеріал і реактивної 2 в схемі (рис.2.1, в). Є конструкції із послідовним розташуванням мас (рис.2.1, г, д), які рухаються в проті фазі, внаслідок чого забезпечується врівноваження горизонтальних сил інерції. В тримасній схемі (рис.2.1, ж) реалізуються резонансні режими коливань. Схеми конвеєрів(рис.2.1,з,і) є чотиримасні з паралельно послідовним розташуванням робочих органів, чим досягається збільшення їх довжини і таким чином збільшення продуктивності. В цілому недоліком вібраційних конвеєрів із ексцентриковим приводом є відсутність зміни параметрів, так як їхня амплітуда коливань є постійною і залежить виключно від ексцентриситету шатуна. Тому в сучасному виробництві домінують вібраційних конвеєрах із інерційними збудниками коливань за винятком гірничої галузі, де вібраційні конвеєри із ексцентриковим приводом іще застосовуються. У вібраційних конвеєрах із інерційними збудниками коливань схема (рис.2.2,а) є також простою конструкцією і складається із робочого органу¹, що спирається на фундамент через пружні опори 2 і приводиться в рух приводом 3. Така конструкція володіє тим же недоліком, що і в схемі (рис.2.1,а,б) із ексцентриковим приводом 4. З інерційних віброконвеєрів набули застосування одно - масові та двомасові

конвеєри опорного типу з вібратором спрямованої дії типу «самобаланс». Зусилля в цьому вібраторі створюється двома неврівноваженими вантажами (дебалансами), спареними за допомогою шестерень. Відцентрові сили, що створюються кожним з дебалансів, розглядаються як вектор, що обертається, можуть бути розкладені на вертикальну і горизонтальну складові. Горизонтальні складові, спрямовані в протилежні сторони, взаємно врівноважуються і не впливають на жолоб. А перевагою вібраційних конвеєрів із інерційними збудниками коливань є можливість змінювати амплітуду коливань, що являється їх більшим застосуванням в будівельній галузі. В подальших схемах (рис.2.2,в,г,д) реалізується резонансний режим із можливістю регулювання режимів та параметрів коливань, що є суттєвою перевагою цих машин у порівнянні із ексцентриковим приводом

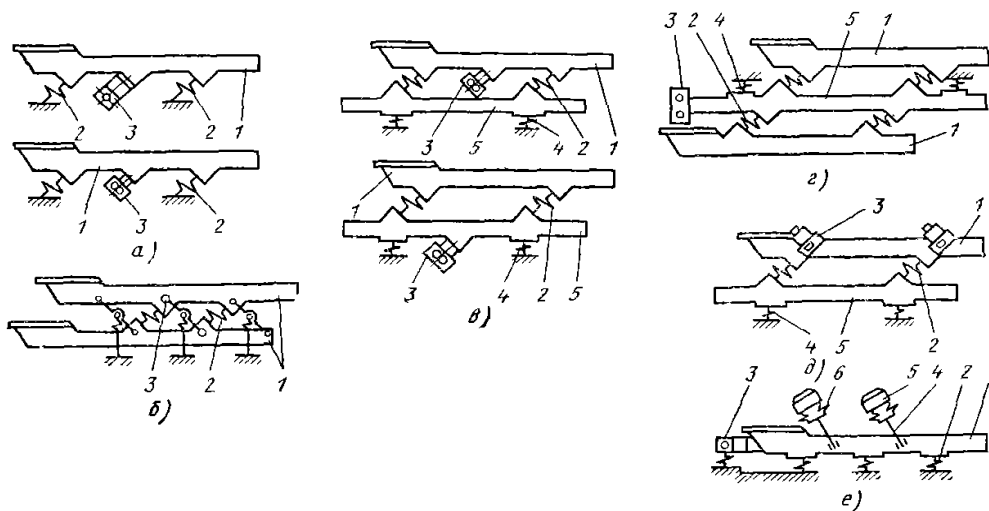


Рис.2.2 Схеми вібраційних конвеєрів із інерційними збудниками коливань

Вібраційні конвеєри із електромагнітними збудниками коливань (рис.2.3) , складаються з жолоба (труби), електродвигуна зворотно-поступальної дії, комплекту ресор та підвісних чи опорних частин. У комплекті електровібраційного конвеєра може входити рама, на якій встановлюється або підвішується вібратор. Електровібраційні вібратори повідомляють жолобу коливання, спрямовані під кутом до його днища, внаслідок чого переміщення матеріалу відбувається з підкиданням матеріалу (мікрокидками). Найбільш типовими є двомасові електровібраційні конвеєри, які являють собою вільну

динамічну систему, ізольовану від фундаменту амортизаційними пружинами. Такий конвеєр складається з робочого органу 1, електромагнітного вібратора з ресорами і пружин, що є амортизаторами. Головним елементом електровібраційного конвеєра є електромагнітний вібратор.

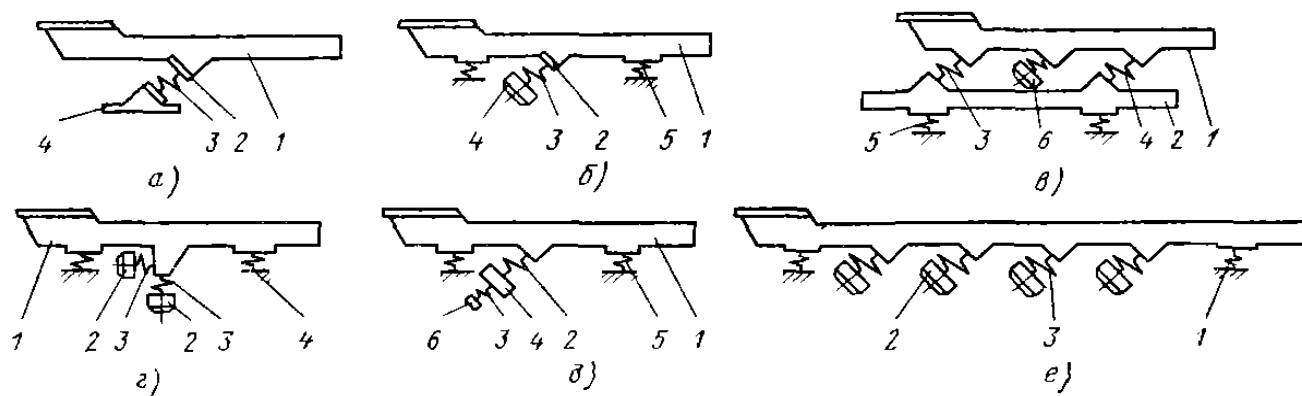


Рис.2.3. Схеми вібраційних конвеєрів із електромагнітними збудниками коливань: 1-робочий орган; 2- кріплення опори 5 в схемі (рис.2.3,а,б); 4 – збудник коливань в схемах (рис.2.3,а,б,д), 6- в схемі (рис.2.3,в), 2- в схемах (рис.2.3,г,д,е); пружні елементи 3,4, 5 в схемах (рис.2.3,а,б,в,г,е).

Конвеєр із пневматичними збудниками коливань (рис.2.4) мають аналогічну будову (рис.2.2) за виключенням типу приводу.

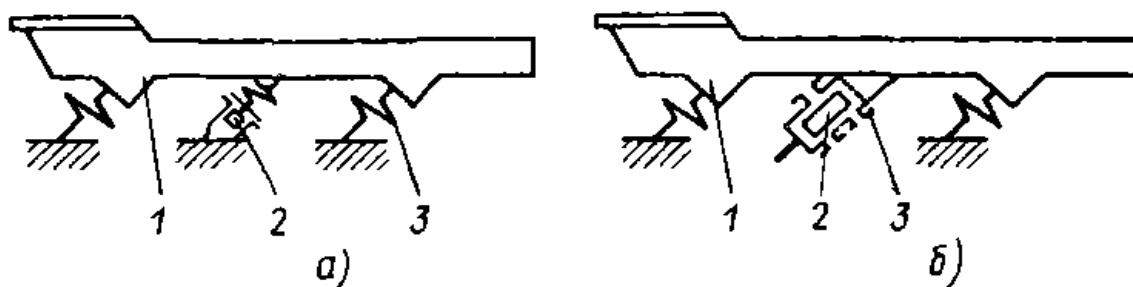


Рис.2.4 Схеми вібраційних конвеєрів із пневматичними збудниками коливань: 1-робочий орган; 2- пневматичний вібратор; 3- опори.

2.3. Дослідження робочого процесу руху матеріалу у вібраційному конвеєрі.

Робочий процес руху матеріалу у вібраційному конвеєрі полягає в наступному. Існує два основних типи руху інерційних конвеєрів із ексцентриковим приводом:

з постійним і змінним тиском матеріалу на дно жолоба. Конвеєр з постійним тиском складається з жолоба, який спирається на стаціонарні катки, і має кривошипний привод. Жолоб здійснює прямолінійний зворотно-поступальний рух в горизонтальній площині: в період прямого ходу швидкість жолоба плавно зростає, потім різко знижується до нуля, а потім змінює напрямок; в період зворотного ходу швидкість жолоба різко зростає, потім плавно знижується. Під час прямого ходу жолоба вантаж рухається разом з ним без ковзання, накопичуючи кінетичну енергію; при різкій зміні швидкості вантаж продовжує переміщатися вперед по інерції з уповільненням, ковзаючи вперед і при зворотному ході жолоби (жолоб як би вислизає з-під вантажу). При зворотному ході ковзання вантажу припиняється, і він разом з жолобом рухається вперед. Режим роботи конвеєра вибирають таким, щоб зворотний хід вантажу був мінімальним. Сила тиску вантажу на дно жолоба в кожен цикл коливань буде однаковою і рівною силі тяжіння вантажу; сила тертя вантажу по дну жолоба буде теж постійною. Основними параметрами таких конвеєрів є: амплітуда коливань жолоба 50-150 мм; частота коливань 40-85 хв⁻¹; ширина жолоба 200-1200 мм; довжина до 50 м; швидкість переміщення вантажу до 0,2 м / с. Конвеєр із змінним тиском матеріалу має жолоб, який спирається на жорстко прикріплені пружні стійкі -ресори, встановлені під кутом 20-30 ° до вертикалі. Коливальний рух жолоб отримує від кривошипного приводу, який повідомляє жолобу зворотно-поступальний рух однакового характеру як для прямого, так і для зворотного ходів в напрямку, перпендикулярному опорних стійок. При русі вперед жолоб трохи піднімається вгору, а при русі вниз - опускається. Для руху частки вантажу вперед при прямому ході жолоби необхідно, щоб сила тертя вантажу об дно жолоба була більше, ніж горизонтальна складова сили інерції вантажу. При зворотному ході, коли жолоб рухається назад, опускаючись, вертикальна складова сили інерції вантажу спрямована вгору, а сила тяжіння - вниз. Сила тиску вантажу на дно жолоба і сила тертя вантажу зменшуються. Для руху вантажу вперед при русі жолоба назад необхідно, щоб горизонтальна складова сили інерції була більше сили тертя. Таким чином, сили тиску вантажу

на дно жолоба при прямому і зворотному ходах виходять різними за значенням - це забезпечує можливість безперервного переміщення вантажу по жолобу. У вібраційному конвеєрі із інерційними збудниками коливань (рис.2.5), завантаженому матеріалом, що транспортується, жолобу повідомляються несиметричні коливання так, що середня швидкість його переміщення в одному напрямку значно перевищує середню швидкість в протилежному напрямку.

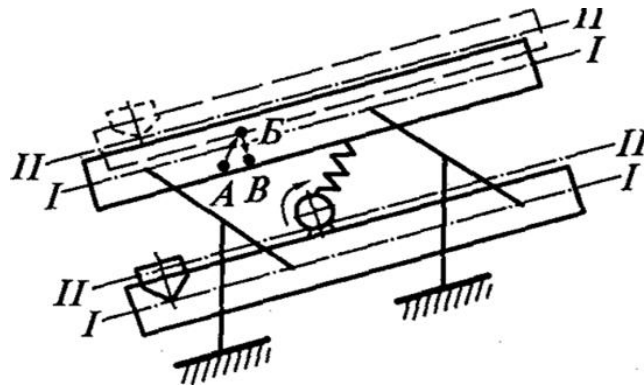


Рис.2.5.Схема до пояснення принципу дії вібраційного конвеєра.

При русі з меншою швидкістю жолоб переміщається з положення I в положення II разом з матеріалом, що знаходиться на ньому. При різкому поверненні жолоба у вихідне положення через підвищену швидкість зменшуються сили тертя між жолобом та матеріалом, внаслідок чого, а також через інерційність матеріалу він відстає від жолоба, залишаючись на досягнутому раніше місці або незначно зміщуючись у напрямку руху жолоба і здійснюючи таким чином стрибкоподібний рух жолобом за кожен цикл коливань. Для визначення частоти коливань жолоба конвеєра ω , за якою забезпечується відмічений вище рух, розглянемо рух окремо взятої частинки матеріалу(рис.2.6).

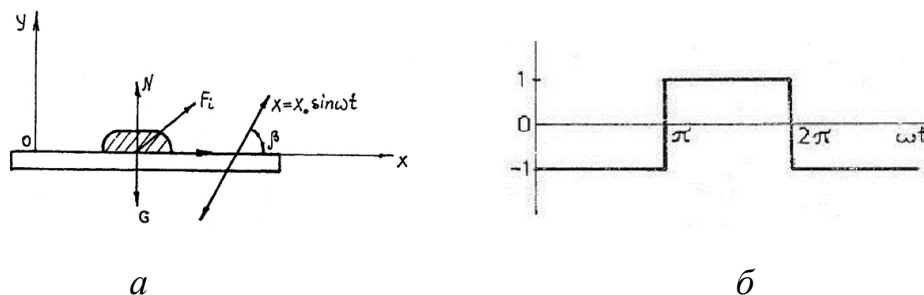


Рис.2.6. Рух частинки матеріалу по поверхні вібраційного конвеєра:
а- схема руху; б – закон зміни прискорення частинки за період коливань;

G – вага; N – реакція; F_i – сила інерції; кут $\beta < \frac{\pi}{2}$;

x – напрямок руху частинки; y – вертикальна вісь.

Приймаючи умову стрибкоподібного руху (рис.2.5,б) прискорення частинки матиме вид:

$$a = \frac{1}{2} A(-1)^k (\omega t - k\pi)[(k+1)\pi - \omega t], \quad (2.1)$$

$$\frac{k\pi}{\omega} < t < \frac{k+1}{\omega} \pi,$$

де t - час; A - амплітуда коливань; ω - кругова частота коливань;

$$k = 0, 1, 2, \dots$$

Якщо замінити ділянки напівперіодів руху частинки матеріалу ділянками парабол, отримаємо гармонійний закон руху, що дає можливість спростити рівняння руху. Щоб частинка матеріалу і сам матеріалу рухалися по жолобу вібраційного конвеєра, йому слід надати прискорення, яке розвиває силу інерції, яка перевищить сили опору. В першому випадку будемо вважати, що жолоб вібраційного конвеєра здійснює напрямлені синус подібні коливання з амплітудою X_0 і частотою ω за законом:

$$x = X_0 \sin \omega t.$$

$$(2.2)$$

Для визначення рівняння руху частинки до діючих сил додаємо силу інерції F_i , що дорівнює добутку маси m на прискорення площини $\ddot{x} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t$ і спрямована під кутом β до горизонталі. Тоді рівняння відносного руху маси матеріалу m у проекціях на осі координат XOY , пов'язані з віброуючою поверхнею, матимуть такий вигляд:

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t + F_T;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg + N, \quad (2.3)$$

де F_T — сила тертя, зв'язана при русі частинки по площині ($y = 0$) з нормальною реакцією N співвідношенням

$$F_T = -fN, \text{ якщо } \dot{x} > 0; \quad (2.4)$$

$$F_T = +fN, \text{ якщо } \dot{x} < 0,$$

f — коефіцієнт тертя ковзання.

З другого рівняння(2.3) визначимо нормальну реакцію:

$$N = N(t) = mg - mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t.$$

Рух матеріалу за умови ($\hat{x} > 0$) напишемо у вигляді:

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq F_T.$$

З урахуванням сил тертя F_T та нормальної реакції маємо

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq mgf - mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t \sin \beta f.$$

Тепер є можливість визначити кутову швидкість, необхідну для переміщення матеріалу вперед по поверхні конвеєра:

$$\omega = \sqrt{\frac{gf}{X_0 \cos \beta \sin \omega t (1 + f)}}.$$

Числове значення кутової швидкості залежить від фазового положенню дебалансів вібробудувача конвеєра відносно площі жолоба. Так найменше значення частоти коливань конвеєра за фазового положенню дебалансів:

$$\omega t = \frac{\pi}{2}:$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{gf}{X_0 \cos \beta (1+f)}}. \quad (2.4)$$

Умови польоту частинок над площиною конвеєра впливають з рівнянь (2.3)

при $F_T = N = 0$:

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg.$$

Звідси умови підкидання частинок над площиною конвеєра

$$\frac{X_0 \omega^2 \sin \beta \sin \omega t}{g} \geq 1.$$

Мінімальна кутова швидкість, необхідна для забезпечення підкидання частинок над площиною конвеєра визначається із умови:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{X_0 \sin \beta}}. \quad (2.5)$$

Для визначення частоти коливань конвеєра при руху матеріалу по похилій поверхні, має бути додаткова сила $Q = G \sin \alpha$ (рис. 2.7).

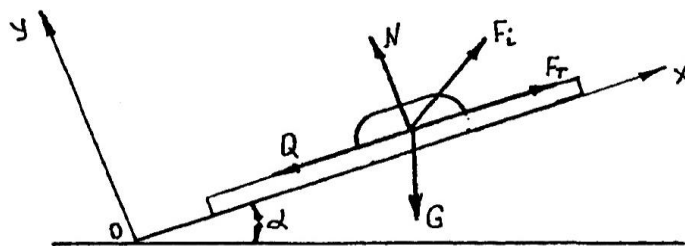


Рис. 2.7. Схема руху матеріалу по похилій віброуючій поверхні конвеєра.

Тоді рівняння (2.3) матимуть інший вигляд:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= mX_0 \omega^2 \cos \beta \sin \omega t + Q \pm fmg; \\ m\ddot{y} &= mX_0 \omega^2 \sin \beta \sin \omega t - G \cos \alpha + N. \end{aligned} \quad (2.6)$$

У праву частину першого рівняння (2.6) вже підставлено вираз для сил тертя ковзання: верхній знак відповідає ковзанню вперед ($\dot{x} > 0$), а нижній — ковзанню назад ($\dot{x} < 0$). Матеріал не буде рухатися ввєрх, якщо сума сили Q і сили інерції F_i перевищать сили опору. Мінімальну кутову швидкість, необхідну для переміщення матеріалу ввєрх по віброуючій поверхні конвеєра визначаємо рівняння (2.6) за умови, що $\varphi = \omega t = 0$:

$$\omega = \sqrt{\frac{g(f - \sin \alpha)}{X_0}}. \quad (2.7)$$

Можлива умова для підкидання частинок за схемою руху, наведеною на рисунку 2.6 є значення фази: $\omega t = \frac{\pi}{2}$:

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{X_0}}. \quad (2.8)$$

Порівнюючи формули (2.5) і (2.8) можна визначити їх відмінність між собою. Звичайно в реальних умовах рух частинок матеріалу по віброуючій поверхні конвеєра є більш складним (рис. 2.8).

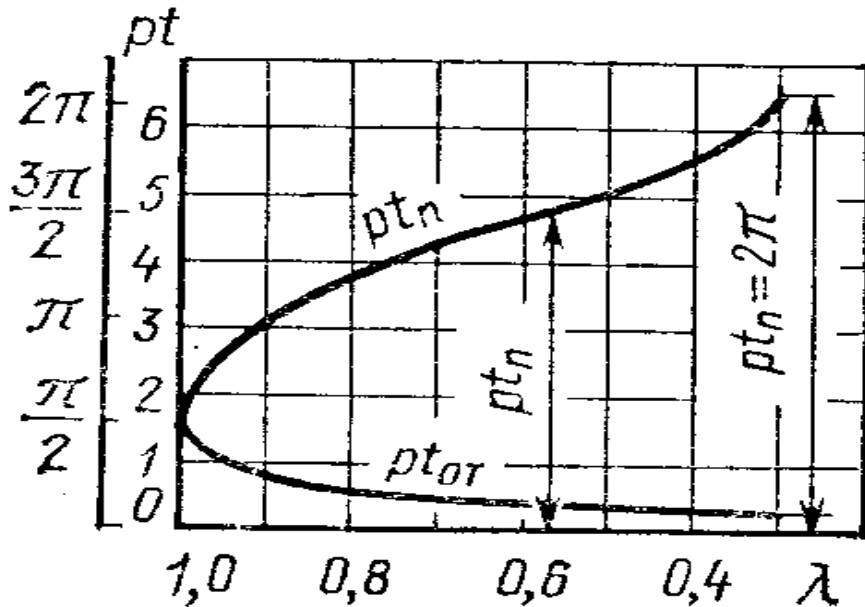


Рис. 2.8. Положення жолоба в момент відриву частинки $t_{от}$ від її падіння $t_{п}$

Взагалі завантаженість, як і режим, оцінюють динамічним коефіцієнтом K_g [1], який являє собою відношення амплітуди прискорення коливань вібраційних конвеєрів $X_0 \omega^2$ до прискорення сил ваги, взяте у площині, перпендикулярній до площини конвеєра:

$$K_g = \frac{X_0 \omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}, \quad (2.9)$$

де β — кут між площиною жолоба і напрямком коливань; для горизонтальних з напрямленими коливаннями $\beta = 35 \dots 45^\circ$, а для похилих з коловими коливаннями $\beta = 90^\circ$; α — кут нахилу жолоба до горизонталі; для конвеєрів з напрямленими коливаннями $\alpha = 0 \dots 6^\circ$, для конвеєрів з коловими коливаннями $\alpha = 10 \dots 30^\circ$. З виразу (2.9) можна знайти амплітуду коливань конвеєра:

$$X_0 = \frac{K_g g \cos \alpha}{\omega^2 \sin \beta}. \quad (2.10)$$

Експериментальним шляхом знайдено, що з умов міцності жолоба конвеєра динамічний коефіцієнт $K_g \leq 7$.

2.4. Висновки по розділу.

1. Розглянуто та структуровані класифікаційні ознаки вібраційних конвеєрів.
2. Приведені схеми будови вібраційних конвеєрів із ексцентриковим, інерційним, електромагнітним та пневматичним приводами. В цілому недоліком вібраційних конвеєрів із ексцентриковим приводом є відсутність зміни параметрів, так як їхня амплітуда коливань є постійною і залежить виключно від ексцентриситету шатуна. Тому в сучасному виробництві домінують вібраційних конвеєрах із інерційними збудниками коливань.
3. Досліджені режими роботи вібраційних конвеєрів. Отримані аналітичні залежності для визначення частоти коливань жолоба конвеєра ω .
4. Досліджені умови за якими забезпечується рух по горизонтальній та вертикальній поверхні жолоба. Зазначено, що в реальних умовах рух частинок матеріалу по вібруючій поверхні конвеєра є більш складним і існуючі залежності потребують уточнення в частині визначення маси матеріалу, яка діє на процес руху в контакті із жолобом і на процес руху за межами контакту, тобто в режимі відриву частинок від поверхні жолоба.

Розділ 3. Дослідження та визначення ефективних параметрів та режимів роботи вібраційних конвеєрів.

3.1. Обґрунтування та вибір конструктивної та розрахункової схем вібраційного конвеєру.

На основі виконаного огляду та аналізу структурованих класифікаційних ознак вібраційних конвеєрів, їх будови із різними приводами засвідчив, що найбільш ефективними та раціональними з точки зору витрат енергії є двомісні вібраційні конвеєри із дебалансним приводом. Виходячи із цього аналізу для дослідження визначені дві розрахункові схеми із розташуванням віброприводу на нижній та верхній масах (рис. 3.1).

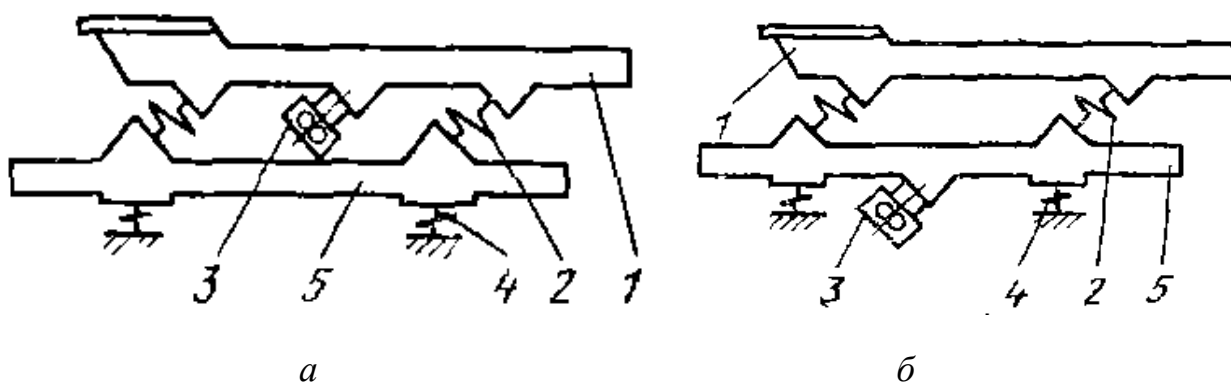


Рис. 3.1 Схеми конструкцій досліджуваних вібраційних конвеєрів: а- із розташуванням віброприводу на верхній масі; б- із розташуванням віброприводу на нижній масі; 1- верхня маса; 2-пружні з'єднання мас; 3-вібраційний привід; 4-вібраційні опори; 5 - нижня маса.

У відповідності до цих схем, були розроблені розрахункові схеми вібраційних конвеєрів(рис.3.2).

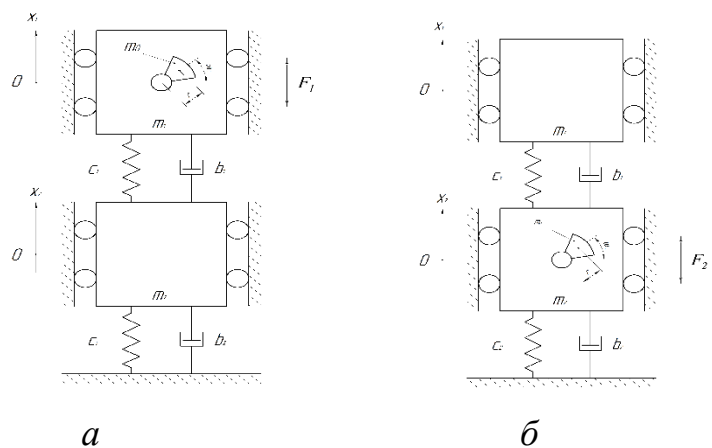


Рис.3.2. Розрахункові схеми вібраційних конвеєрів

а – з установкою віброзбуджувача на масі m_1 ; б – з установкою віброзбуджувача на масі m_2

В наведених схемах прийняті наступні позначення: m_1 та m_2 – маси конвеєра; c_1 – коефіцієнти пружності опор конвеєра, які віброізольовують конвеєр від фундаменту; b_1 – коефіцієнти, що визначають розсіяння енергії в пружних опорах конвеєра; c_2 – коефіцієнти пружності, що з'єднують між собою маси конвеєра; ; b_2 – коефіцієнти, що визначають розсіяння енергії в пружних елементах, що з'єднують між собою маси конвеєра; Диференціальні рівняння руху для першого варіанта схеми, складені за методикою [] мають вигляд:

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(x_1 - x_2) = F_0 e^{i\omega t}; \quad (3.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) + b_2 x_2 + e_2 x_2 = 0, \quad (3.2)$$

де F_0 – відцентрова сила ($F_0 = m_0 r \omega^2$), m_0 – маса дебалансів,

r – ексцентриситет дебаланса; ω – кутова швидкість обертання дебаланса.

Для рішення рівнянь (3.1) і (3.2) перетворимо їх до безрозмірного виду

$$x_1 = \frac{m_0 r \omega^2}{m_2 \omega_0^2} \xi \quad \text{і} \quad x_2 = \frac{m_0 r \omega^2}{m_2 \omega_0^2} \xi_{12} \quad (3.3)$$

і провівши відповідні перетворення, одержимо:

$$\chi \gamma^2 \xi_1'' + \frac{\chi}{1 + \chi} \gamma \beta_1 (\xi_{11}' - \xi_{12}') + \frac{\chi}{1 + \chi} (\xi_{11} - \xi_{12}) = e^{i\tau}; \quad (3.4)$$

$$\gamma^2 \xi_{12}'' = \frac{\chi}{1 + \chi} \gamma \beta_1 (\xi_{11}' - \xi_{12}') + \gamma \beta_2 \xi_{12}' - \frac{\chi}{1 + \chi} (\xi_{11} - \xi_{12}) + \gamma^2 \beta_2 \xi_{12}^* = 0. \quad (3.5)$$

Рішення рівнянь (3.4) і (3.5) дають значення безрозмірної амплітуди переміщень маси m_1 :

$$\xi_{11a} = \frac{m_2 x_{I_{1a}}}{m_0 r} = \gamma^2 \sqrt{\frac{K^2 + M^2}{Z^2 + Y^2}}; \quad (3.6)$$

безрозмірної амплітуди переміщень маси m_2

$$\xi_{12a} = \frac{m_2 x_{I_{2a}}}{m_0 r} = \frac{x}{1 + x} \gamma^2 \sqrt{\frac{\gamma^2 \beta_1^2 + 1}{Z^2 + Y^2}}; \quad (3.7)$$

безрозмірної відносної амплітуди переміщень мас m_1 і m_2

$$\xi_{I_a} = \frac{m_2 x_{I_a}}{m_0 r} = \sqrt{\frac{\left(\frac{x}{1+x} - k\right)^2 + \left(\frac{x}{1+x} \gamma \beta_1 - M\right)^2}{Z^2 - Y^2}}; \quad (3.8)$$

кута зсуву фаз між переміщенням і силою

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{MZ - KY}{KZ + MY}; \quad (3.9)$$

кута зсуву фаз між ξ_{I_2} і силою F

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{Z\gamma\beta_1 - Y}{Z + Y\gamma\beta_1}; \quad (2.10)$$

кута зсуву фаз між ξ_I і силою F

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{MZ - KY + \frac{\chi}{1+\chi} Y - \frac{\chi}{1+\chi} Z\gamma\beta_1}{KZ + MY - \frac{\chi}{1+\chi} Y\gamma\beta_1}; \quad (3.11)$$

безрозмірної потужності, необхідної для підтримки коливань

$$\theta = \frac{Pm_2}{m_0 r^2 \omega_0^2} = \frac{\gamma^3}{2} \left(\frac{\chi}{1+\chi} \beta_1 \xi_{I_a}^2 + \beta_2 \xi_{I_{2a}}^2 \right). \quad (3.12)$$

Римськими цифрами I і II в індексі позначені відповідні параметри конвеєрів з першим і другим варіантами установки відцентрового приводу.

В виразах (3.6) – (3.11)

$$K = \gamma_2^2 - \gamma^2 + \frac{x}{1+x}; \quad (3.13)$$

$$M = \gamma\beta_2^2 + \frac{x}{1+x} \gamma\beta_1; \quad (3.14)$$

$$Z = \frac{\chi}{1+\chi} \gamma_2^2 - \chi\gamma^2 - \frac{\chi}{1+\chi} \gamma^2 \beta_1 \beta_2 - \chi\gamma^2 \gamma_2^2 + \chi\gamma^2; \quad (3.15)$$

$$Y = \frac{\chi}{1+\chi} \gamma\beta_2 + \frac{\chi}{1+\chi} \gamma_2^2 \gamma\beta_1 - \chi\gamma^3 \beta_1 - \chi\gamma^3 \beta_2. \quad (3.16)$$

Потужність, що витрачається на подолання тертя в підшипниках приводу конвеєра, як і будь якої вібраційної машини [2]:

$$P_{mp} = \frac{F_a f d_g \omega}{2},$$

де d_g – діаметр валу під підшипником вібратора;

f – приведений до валу коефіцієнт тертя в підшипнику.

Відповідно в безрозмірному вираженні потужність, що витрачається на подолання тертя, буде

$$\theta = \frac{P_{mp} m_2}{m_0^2 r^2 \omega^3} = \frac{\gamma^3 \Delta_y f}{2\chi}, \quad (3.17)$$

де $\Delta_y = \frac{d_e}{r}$; $\chi_0 = \frac{m_0}{m_2}$.

Тоді потужність приводного електродвигуна дорівнюватиме

$$P_{\text{дв}} = \frac{(P + P_{\text{тр}})m_2}{m_0 r^2 \omega_0^2} = \frac{\gamma^2}{2} \left(\frac{\chi}{1 + \chi} \beta_1 \xi_{I_a}^2 + \beta_2 \xi_{I_{2a}}^2 \right) + \frac{\gamma^3 \Delta_y f}{2 \chi_0}. \quad (3.18)$$

Повний момент опору, що виникає при роботі, може бути виражений як

$$M_{\text{оп}} = \frac{(M + M_{\text{тр}})m_2}{m_0 r^2 \omega_0^2} = \frac{\gamma}{2} \left(\frac{\chi}{1 + \chi} \beta_1 \xi_{I_a}^2 + \beta_2 \xi_{I_{2a}}^2 \right) + \frac{\gamma^2 \Delta_y f}{2 \chi};$$

Для якісного аналізу руху вібраційного конвеєра дещо спростимо саму розрахункову схему до виду (рис.3.3)

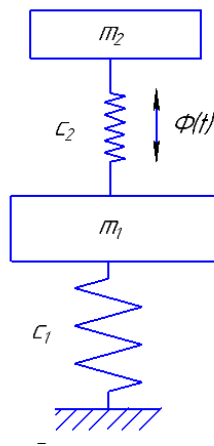


Рис. 3.3 Розрахункова схема двомісного вібраційного конвеєра.

Приведена схема не враховує сили розсіяння енергії в пружних елементах.

Відповідно до цього рівняння (1.29) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_0 x_1 - c(x_2 - x_1) &= F_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

Розв'язок рівнянь (3.19) одержимо у вигляді

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_{01} \sin \omega t \\ x_2 &= x_{02} \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

де x_{01} , і x_{02} — амплітуди переміщення мас m_1 , m_2 . Рішення (3.20) означає, що маси коливаються з тією частотою, з якою змінюється змушувальна сила F_0 . Підставивши рівняння (3.20) у (3.19) і розділивши отриманий вираз на $\sin \omega t$, дістанемо рівняння:

$$\begin{aligned}(c + c_0 - m_1\omega^2)x_{01} - cx_{02} &= F_0; \\ -cx_{01} - (c - m_2\omega^2)x_{02} &= 0,\end{aligned}$$

які є однорідними лінійними алгебраїчними рівняннями відносно x_{01} і x_{02} .

Із цих рівнянь за правилом Крамера знайдемо x_{01} і x_{02} :

$$x_{01} = \frac{\begin{vmatrix} F_0 & -c \\ 0 & c - m_2\omega^2 \end{vmatrix}}{\Delta(\omega)}; \quad (3.21)$$

$$x_{02} = \frac{\begin{vmatrix} c + c_0 - m_1\omega^2 & F_0 \\ -c & 0 \end{vmatrix}}{\Delta(\omega)};$$

$$\Delta\omega = \begin{vmatrix} c + c_0 - m_1\omega^2 & -c \\ -c & c - m_2\omega^2 \end{vmatrix}, \quad (3.22)$$

де $\Delta\omega$ є визначник двомасової вібраційної машини.

Розкривши визначник системи після нескладних перетворень, дістанемо формули для обчислення амплітуди коливання мас m_1 і m_2 :

$$x_{01} = \frac{F_0(c - m_2\omega^2)}{(c + c_0 - m_1\omega^2)(c - m_2\omega^2) - c^2}; \quad (3.23)$$

$$x_{02} = \frac{F_0}{(c + c_0 - m_2\omega^2)(c - m_2\omega^2) - c^2}. \quad (3.24)$$

Із отриманих формул можна відмітити наступне.

1. Рух мас m_1 , і m_2 відсутній ($x_{01} = 0$ і $x_{02} = 0$), коли сила $F_0 = 0$, тобто при $\omega = 0$.

2. За умови, що жорсткість c дорівнює інерційному члену другої маси віброконвеєра $m_2\omega^2$, маса m_1 , не коливатиметься: $x_{01} = 0$, тим часом як амплітуда маси m_2 : $x_{02} = \frac{F_0}{c}$ або при $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ і $c = m_2 \omega^2$ $x_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_2}$, що свідчить про те, що енергія за такого режиму цілковито переходить на масу m_2 .

3. Співвідношення амплітуд коливань $\frac{x_{01}}{x_{02}} = \frac{c - m_2 \omega^2}{c}$ повністю визначається різницею жорсткості c і інерційного члена другої маси $m_2 \omega^2$, що поділена на жорсткість c . Якщо пружина, що має жорсткість c , не деформується при коливаннях мас $c \gg m_2 \omega^2$, то амплітуди дорівнюють одна одній: $x_{01} = x_{02}$.

4. Амплітуди x_{01} і x_{02} матимуть максимальне значення (резонанс віброконвеєра) при рівності нулю знаменника виразів (3.23) і (3.24). Їх однаковий вигляд засвідчує, що маси m_1 і m_2 набувають резонансу одночасно.

5. Наведені висновки наочно можна проілюструвати на амплітудно-частотних характеристиках руху двомісного вібраційного конвеєра (рис.3.4)

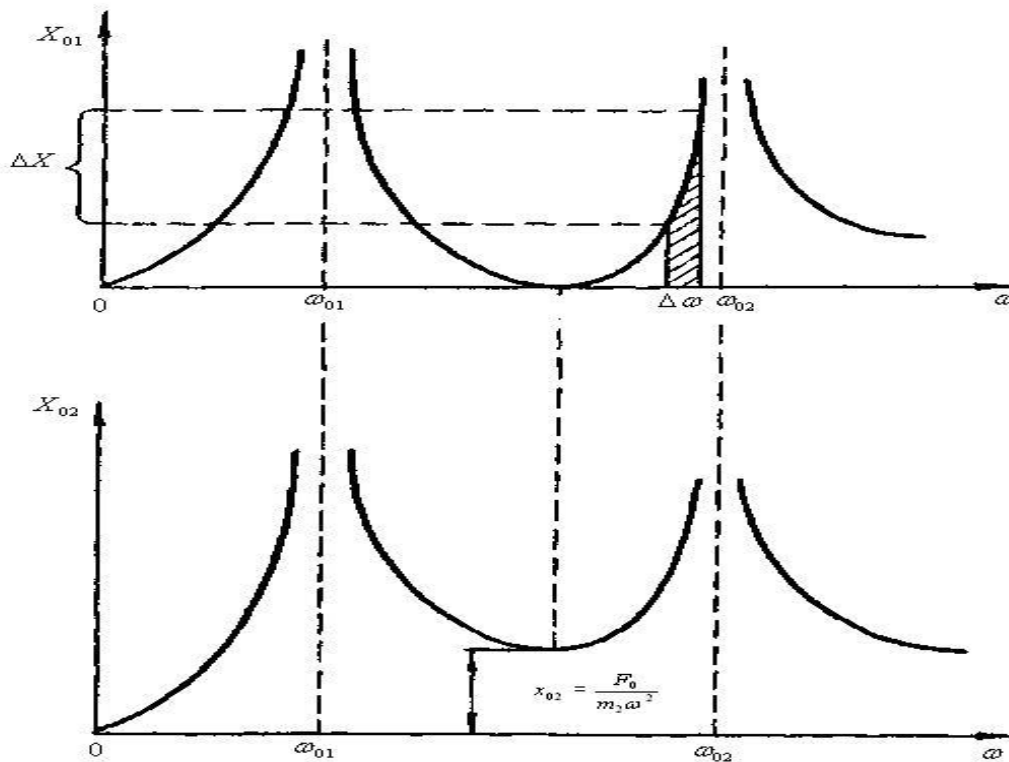


Рис.3.4. Амплітудно-частотна характеристика двомісного вібраційного конвеєра.

Такий же вид має амплітудно-частотна характеристика двомісного вібраційного конвеєра (рис.3.5) побудована на основі рішень формул (3.6)- (3.8).

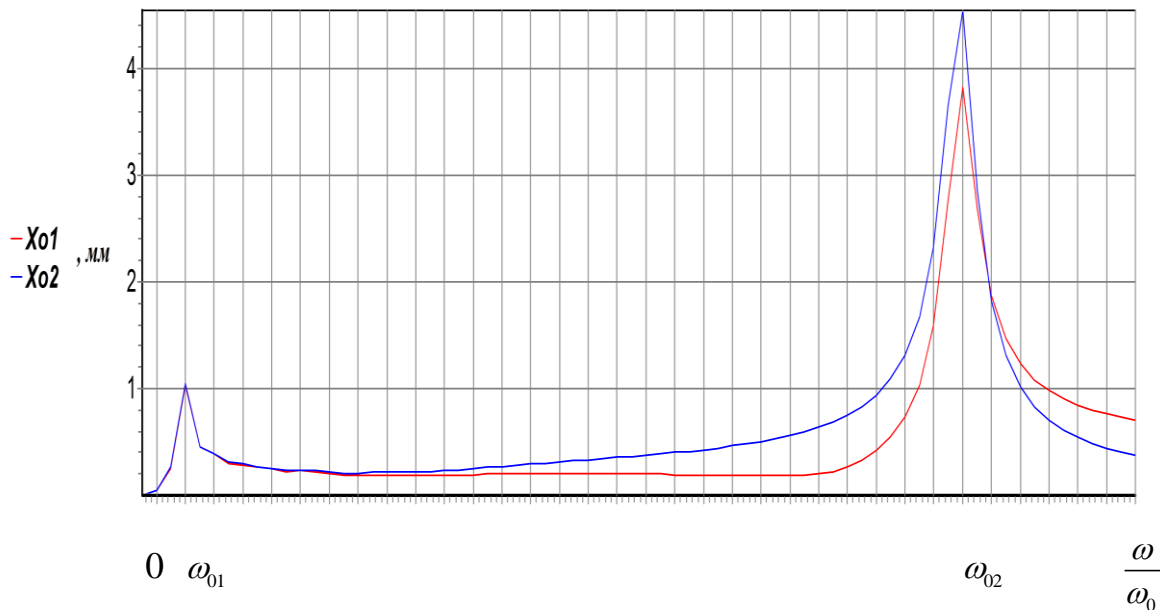


Рис.3.5. Амплітудно-частотна характеристика двомісного вібраційного конвеєра із урахуванням сил розсіювання енергії в пружних елементах.

Різниця полягає в тому, що в рисунках 3.4. в резонансі амплітуди мають безкінечність. Тепер знайдемо вираз для частоти, коли настає резонанс у двомісному вібраційному конвеєрі. Для цього прирівняємо визначник системи (3.22) до нуля: $\omega = 0$.

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} c = c_0 - m_1\omega^2 & -c \\ -c & c - m_2\omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (3.25)$$

Визначник (3.25) у такому вигляді являє собою характеристичне або частотне рівняння, розв'язуючи яке знаходять значення частоти ω .

Беручи до уваги взятую умову, за якою $\omega = \omega_0$ (резонанс), розкриємо визначник (3.25) і, поділивши його на добуток $m_1 m_2$, дістанемо:

$$\omega_0^4 = \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right) \omega_0^2 + \frac{c_0 c}{m_1 m_2} = 0.$$

Це квадратичне рівняння відносно ω_0^2 . Після простих алгебраїчних перетворень матимемо два вирази для власних частот коливань, за яких настає резонанс:

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)^2 - \frac{c_0 c}{m_1 m_2}}; \quad (3.26)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_0 + c}{m_1} + \frac{c}{m_2} \right)^2 - \frac{c_0 c}{m_1 m_2}}; \quad (3.27)$$

Отже, для системи, що має два ступені вільності, існують дві умови резонансу, при цьому, як свідчить порівняння формули (3.26) і (3.27), $\omega_{01} < \omega_{02}$. Можливо підібрати початкові умови й параметри в такий спосіб, що коливання відбуватимуться або на першій власній частоті ω_{01} , або на другій власній частоті ω_{02} . Коливання віброконвеєра на меншій частоті ω_{01} є першою, а на більшій ω_{02} – другою головною формою коливань. Епюри таких головних форм коливань і переміщення мас m_1 і m_2 віброконвеєра показані на рисунку 3.6. З аналізу переміщення мас випливає, що при першій формі коливань (рис.3.6,*а*) переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ завжди мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} і збігаються за фазою. При другій формі коливань (рис.3.6,*б*) переміщення $x_1(t)$ і $x_2(t)$ мають постійне відношення амплітуд x_{01} і x_{02} , але різниця фаз становить 180° , тобто маси віброконвеєра рухаються у протифазі.

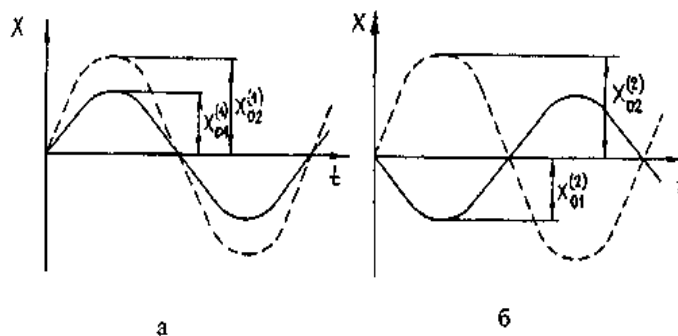


Рис.3.6. Головні форми і амплітуди коливань двомісного вібраційного конвеєра: *а* – перша форма; *б* – друга.

Виходячи з висновків рівнянь (3.23)–(3.24), а також з аналізу формул (3.26) і (3.27), у графічному вигляді покажемо зміну амплітуд коливань мас m_1 і m_2 залежно від зміни частоти змушувальної сили. Як перший, так і другий резонанси настають одночасно. За умови, що $c = m_2 \omega^2$ (другий висновок із формул (3.23) і (3.24)), амплітуда коливань маси m_1 дорівнює нулю, а амплітуда коливань маси m_2 , ніколи не буває нульовою для кінцевих значень змущеної частоти. Щодо вібраційних конвеєрів, то такий режим може бути використаний для ефективної передачі енергії від робочого органу машини (маса m_1) до жолоба з матеріалом (маса m_2). Беручи до уваги, що жорсткість c_0 розраховують, виходячи з умов віброізоляції, і впливом її на динаміку можна знехтувати ($c = 0$), з виразу (3.26) випливає, що $\omega_{01} = 0$, а

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} = \sqrt{\frac{c}{m_{np}}}, \quad (3.28)$$

де m_{np} називають зведеною масою системи:

$$m_{np} = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}. \quad (3.29)$$

Якщо взяти до уваги залежності (3.28) – (3.29), виникає можливість дещо скоротити вирази (3.23) – (3.24) для амплітуд коливань:

$$x_{01} = x'_0 \frac{1}{1 + \nu} \lambda_1, \quad (3.30)$$

$$x_{02} = x'_0 \frac{1}{1 + \nu} \lambda_2, \quad (3.31)$$

де $x'_0 = \frac{F_0}{m_1 \omega^2}$; $\nu = \frac{m_2}{m_1}$; λ_1 і λ_2 – коефіцієнти підсилення амплітуд переміщення мас m_1 і m_2 (коефіцієнти динамічності);

$$\lambda_1 = \frac{1 - \mu(1 + \nu)}{1 - \nu^2}, \quad \lambda_2 = \frac{1}{1 - \mu^2}, \quad (3.32)$$

де $\mu = \frac{\omega}{\omega_0}$ співвідношення частот вимушених і власних частот коливань

вібраційного конвеєра. Із рівнянь (3.32) випливає, що завдяки роботі в режимі, вібраційного конвеєра близькому до резонансного, можна досягти значного підсилення коливань. Так, при $\omega = 0,4\omega_0$ маємо, що $\lambda_2 = 5$, тобто для забезпечення заданого значення амплітуди коливань маси жолоба із матеріалом m_2 є можливим зменшити вимушувальну силу і, як наслідок, потужність двигуна.

3.2. Аналіз отриманих результатів дослідження.

У вібраційних транспортувальних установках, заснованих на інерційному принципі дії, яким являється вібраційний конвеєр, переміщення матеріалу здійснюється внаслідок руху жолоба зі змінними прискореннями за гармонійним законом. Характерною рисою роботи вібраційних конвеєрів відрізняє їх від інших інерційних транспортувальних машин тим, що, рух конвеєра є транспортування матеріалу з підкиданням. Режим транспортування з підкиданням характеризується тією особливістю, що матеріал частину свого шляху робить, стикаючись із поверхнею жолоба, а потім відокремлюється від нього й робить вільний рух доти, поки знову не впаде на поверхню жолоба. При цьому характер транспортування визначається як режимом роботи вібротранспортувальної установки, так і властивостями переміщуваного матеріалу. Найпростішим випадком вібротранспортування є переміщення матеріалу тонким шаром. Розглянемо основні залежності, що характеризують взаємодію переміщуваного вантажу із транспортувальним органом. Як було зазначено вище, режим роботи вібраційного конвеєра визначається кутом нахилу робочого органу з амплітудою X_0 і частотою коливань ω , а також кутом β , утвореним напрямком вібрації із площиною жолоба. Передбачається, що робочий орган вібраційної транспортувальної установки здійснює гармонійні

коливання. При горизонтальному розташуванні вібраційної транспортувальної установки ($\alpha = 0$), що є найпоширенішим випадком експлуатації, проекції переміщення, швидкості й прискорення робочого органа на вісь X , що збігається з його площиною, і вісь Y , перпендикулярну до неї, будуть (рис.3.7):

$$\left. \begin{aligned} x &= X_0(1 - \cos \omega t) \cos \beta; \\ \dot{x} &= X_0 \omega \sin \omega t \cos \beta; \\ \ddot{x} &= X_0 \omega^2 \cos \omega t \cos \beta; \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

$$\left. \begin{aligned} y &= X_0(1 - \cos \omega t) \sin \beta; \\ \dot{y} &= X_0 \omega \sin \omega t \sin \beta; \\ \ddot{y} &= X_0 \omega^2 \cos \omega t \sin \beta. \end{aligned} \right\} \quad (3.34)$$

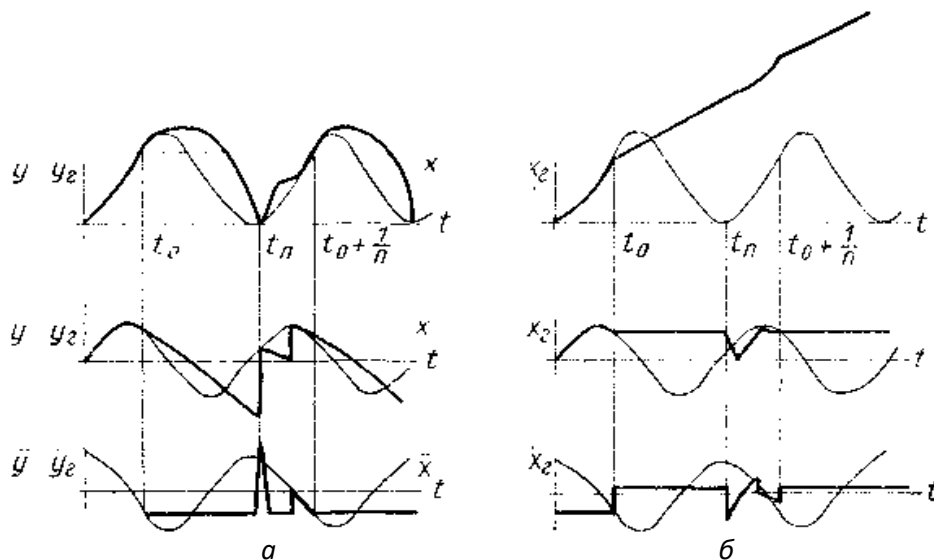


Рис. 3.7. Переміщення, швидкості та прискорення жолоба із матеріалом: *a* – вертикальні; *б* – горизонтальні

Характер руху часток матеріалу визначається не тільки особливостями впливу на них жолоба вібраційного конвеєра, але й силами: ваги, тертя, зіткнення, опору повітря й т.д. Однак при теоретичному дослідженні руху матеріалу, який транспортується, урахувати ці сили досить важко. Під час руху частинок матеріалу, що транспортується, протягом першого інтервалу ($\omega t < 90^\circ$) його переміщення й швидкість збігаються з відповідними параметрами жолоба

вібраційного конвеєра. При цьому на частинки переміщуваного матеріалу діють: униз – сила ваги й убік, зворотна напрямку руху, – сила інерції й сила тертя між матеріалом і поверхнею жолоба; сила тертя залежить від величини сили інерції, що діє у вертикальній площині.

Спільний рух жолоба вібраційного конвеєра й переміщуваного матеріалу можливо до того моменту, поки нормальна складова сил інерції, обумовлена добутком маси частки на взяту зі зворотним знаком складову прискорення у відповідному напрямку, менше статичного тиску. Умова динамічної рівноваги в момент відриву від горизонтально розташованого жолоба має вигляд:

$$X_0 \omega^2 \sin \beta \cos \omega t = g .$$

Звідси можна визначити момент часу t_0 , у який відбувається відрив частки:

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \operatorname{ark} \cos \left[- \frac{g}{X_0 \omega^2 \sin \beta} \right] .$$

Для випадку жолоба вібраційного конвеєра з нахилом це вираження прийме вигляд:

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \operatorname{ark} \cos \left[- \frac{1}{\Gamma} \right] ,$$

де
$$\Gamma = \frac{X_0 \omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} ; \quad (3.35)$$

Γ – безрозмірний параметр, що характеризує режим роботи вібраційного конвеєра;

$\Gamma < 1$ – режим роботи без підкидання матеріалу, що транспортується;

$\Gamma > 1$ – режим роботи з підкиданням матеріалу, що транспортується;

$\Gamma = 1$ – границя режимів роботи з підкиданням і без підкидання матеріалу, що транспортується.

Значення параметра режиму роботи в області $\Gamma > 1$ не тільки характеризують наявність режиму роботи вібраційного конвеєра з підкиданням матеріалу, що транспортується, але й визначають особливості цього режиму (момент підкидання, тривалість вільного руху й момент падіння переміщуваного матеріалу).

У той момент, коли вертикальна складова прискорення робочого органу вібраційного конвеєра дорівнюватиме негативному прискоренню сили ваги (при цьому параметр режиму роботи $\Gamma = 1$), відбувається відрив часток матеріалу, що транспортується, від поверхні робочого органу. Із цього моменту, що характеризується на графіку (рис.3.7) точкою t_0 , вертикальна складова швидкості вантажу \dot{y}_2 змінюється за законом, відмінному від гармонійного закону зміни вертикальної складової швидкості робочого органу конвеєра. При цьому траєкторія руху матеріалу буде представлена параболічною кривою, що зображена на графіку жирною лінією. Підкинутий конвеєром матеріал піднімається над площиною робочого органу на деяку висоту \dot{y}_{2a} й потім падає назад, ударяючись об його поверхню. Вертикальні складові швидкості часток і робочого органу конвеєра в момент удару \dot{y}_2 й \dot{y} , як це видно з діаграми, можуть бути в загальному випадку різними як по величині, так і за знаком. При цьому в процесі не цілком пружного зіткнення частки гублять частину своєї первісної швидкості й відскакують від робочого органу вже з меншою швидкістю, величина якої залежить від коефіцієнта відновлення співударяючись тіл. Із графіка переміщень, швидкостей і прискорень робочого органу в напрямку транспортування (рис.3.7) видно, що частки транспортувального вантажу рухаються разом із робочим органом або сковзають по ньому до точки t_0 , що відповідає моменту часу, у який вони гублять контакт із робочим органом і починають вільний рух. Швидкість \dot{x}_2 вільного руху вантажу в напрямку транспортування зображена на графіку суцільною жирною лінією. Вільний рух часток матеріалу триває протягом деякого проміжку часу $(t_n - t_0)$. У момент часу t_n частка падає на поверхню робочого органу, після чого починається їхній

спільний рух або ковзання по поверхні останнього. Потім цикл відновляється й всі фази руху повторюються знову в описаному порядку.

Отримані залежності та їх аналіз дозволяє сформулювати методику розрахунку основних параметрів двомісного конвеєра, що і є основною задачею наступного розділу.

3.3. Висновки по розділу.

1. На основі виконаного огляду та аналізу структурованих класифікаційних ознак вібраційних конвеєрів, їх будови із різними приводами прийнято, що найбільш ефективними та раціональними з точки зору витрат енергії є двомісні вібраційні конвеєри із дебалансним приводом.
2. Для проведення аналітичних досліджень визначені дві розрахункові схеми із розташуванням вібраційного приводу на нижній та верхній масах вібраційних конвеєрів.
3. Амплітуди коливань мас x_{01} і x_{02} матимуть максимальне значення (резонанс віброконвеєра) при рівності нулю знаменника виразів (3.23) і (3.24). Їх однаковий вигляд засвідчує, що маси m_1 і m_2 набувають резонансу одночасно. Такий режим може бути використаний для ефективної передачі енергії від маси вібраційного конвеєра (маса m_1) до жолоба з матеріалом (маса m_2).
4. Отримані аналітичні залежності та їх аналіз дозволяє сформулювати методику розрахунку основних параметрів двомісного резонансного конвеєра.

Розділ 4. Конструкторська частина. Розрахунки режимів та параметрів

4.1. Визначення раціональних режимів резонансного вібраційного конвеєру

Як було зазначено в п.3.4 безрозмірний параметр Γ характеризує режим роботи вібраційного конвеєра визначається за формулою (3.35) і може приймати такі значення: $\Gamma < 1$ – режим роботи без підкидання матеріалу, що транспортується; $\Gamma > 1$ – режим роботи з підкиданням матеріалу, що транспортується; $\Gamma = 1$ – границя режимів роботи з підкиданням і без підкидання матеріалу, що транспортується. Рідше застосовується режим транспортування без підкидання вантажу, що транспортується, якому відповідають значення параметра режиму роботи $0 < \Gamma < 1$. Із аналізу залежності (3.35) випливає, що інтенсивні режими, відповідають величині параметра режиму роботи $\Gamma \approx 1$. У режимі транспортування без підкидання має місце вже зовсім інший характер руху часток переміщуваного матеріалу. Однак, як й у режимах транспортування з підкиданням, особливості переміщення матеріалу визначаються величиною прискорень коливального руху робочого органу віброконвеєру. При невеликих прискореннях частки матеріалу, що транспортується, будуть рухатися разом із робочим органом, не роблячи відносно нього ніяких переміщень. Такий режим можливий при наступних значеннях прискорення жолоба конвеєра:

$$0 < X_0 \omega^2 < \frac{\mu_c g}{\cos \beta + \mu_c \sin \beta}, \quad (4.1)$$

де μ_c – статичний коефіцієнт тертя матеріалу про поверхні жолоба. При підвищенні прискорень коливального руху жолоба вище зазначеної межі матеріал буде ковзати протягом деякої частини циклу й залишатися нерухомим відносно жолоба іншу частину циклу. З подальшим підвищенням прискорень час спільного руху матеріалу й транспортувального жолоба буде зменшуватися, а час переміщення матеріалу ковзанням збільшуватися. Це буде тривати доти,

поки спільний рух не припиниться зовсім. Такий комбінований рух матеріалу має місце при прискореннях жолоба, які перебувають у межах:

$$\frac{\mu_c g}{\cos \beta + \mu_c \sin \beta} < X_0 \omega^2 < \frac{\mu_c g}{\cos \beta - \mu_c \sin \beta}. \quad (4.2)$$

Чисто ковзний рух матеріалу, що транспортується, буде тривати доти, поки вертикальна складова прискорення жолоба не стане рівною по величині прискоренню вільного падіння. При таких прискореннях, як вже відзначаємо вище, частки матеріалу почнуть втрачати контакт із поверхнею жолоба. Межі прискорень жолоба, у яких існує чисто ковзний рух вантажу, мають такі значення:

$$\frac{\mu_c g}{\cos \beta + \mu_c \sin \beta} < X_0 \omega^2 < \frac{g}{\sin \beta}. \quad (4.3)$$

На рис. 4.1 наведена діаграма, що характеризує характер режиму транспортування залежно від безрозмірних параметрів режиму роботи вібраційного конвеєра $\mu_d \operatorname{tg} \beta$ й $\frac{X_0 \omega^2 \cos \beta}{\mu_d g}$; де μ_d – динамічний коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню жолоба.

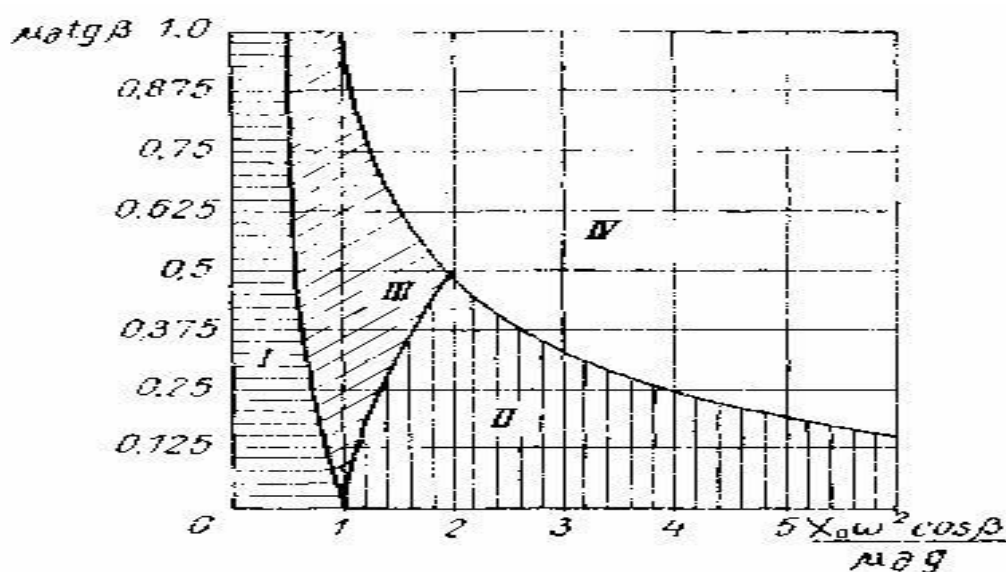


Рис. 4.1. Діаграма режимів руху матеріалу на вібраційному конвеєру

У режимі робіт вібраційного конвеєра без підкидання ($\Gamma \leq 1$) у загальному випадку можуть мати місце наступні фази руху вантажу, що транспортується: спільний рух із жолобом у напрямку транспортування *I*; ковзання по поверхні жолоба в напрямку транспортування *II*; спільний рух *III* і ковзання *IV* у напрямку, протилежному напрямку транспортування. При різних режимах роботи вібраційного конвеєра можуть існувати або всі перераховані фази руху, або лише їхня частина. При цьому вони розподіляються у будь-якому порядку всередині циклу коливання жолоба.

4.2. Визначення основних параметрів конвеєру.

Сутність розрахунку полягає у визначенні параметрів робочого процесу двомісного резонансного вібраційного конвеєру із гарантованим забезпечення заданих технологією ефективних, енергоощадних режимів. Вихідними даними являються продуктивність вібраційного конвеєру Π , м³/год та довжина переміщення матеріалу L , м.

Розрахунковими параметрами являються:

- динамічний коефіцієнт, Γ ;
- кутова частота, ω ;
- кут між напрямком коливань і віссю жолоба, β ;
- амплітуда коливань жолоба, A ;
- площа пересічення потоку матеріалу S ;
- маси коливальних частин вібраційного конвеєру, m_k та маси матеріалу, m_m ;
- власна частота коливань конвеєра, ω_0 ;
- коефіцієнти пружності опор, ізолюючих конвеєр від фундаменту, C_0 ;
- коефіцієнти пружності з'єднуючих елементів нижньої та верхньої мас конвеєра C , які забезпечують резонансний режим роботи;
- потужність приводу вібраційного конвеєру, $P_{\text{дв}}$.

Із діаграми режимів руху матеріалу на вібраційному конвеєру (рис.4.1) вибираємо відповідний режим, а за числовими значеннями (таблиця 4.1)

приймаємо числове значення динамічного коефіцієнта Γ , кутову частоту ω та кут між напрямком коливань і віссю жолоба β .

Таблиця 4.1 Оптимальні параметри двомісних вібраційних конвеєрів

Призначення вібраційного конвеєра	Оптимальне значення параметрів		
	Γ	n , кол/хв	β , град
Загального призначення	Не менше 1,5	550–700	25–30
Спеціалізовані для пиловидних матеріалів	Не менше 2,5	550–650	35–40

Числове значення динамічного коефіцієнта Γ , кутова частота ω та кут між напрямком коливань і віссю жолоба β за даними таблиці 4.1 приймаємо такими: $\Gamma = 3$; $\omega = 52 \text{ c}^{-1}$, а амплітуда коливань грохота $A = 4 \text{ мм}$. Частоту власних коливань визначаємо із графіка (рис.4.2) : $\omega_0 = 58 \text{ c}^{-1}$, кут між напрямком коливань і віссю жолоба $\beta = 35^\circ$.

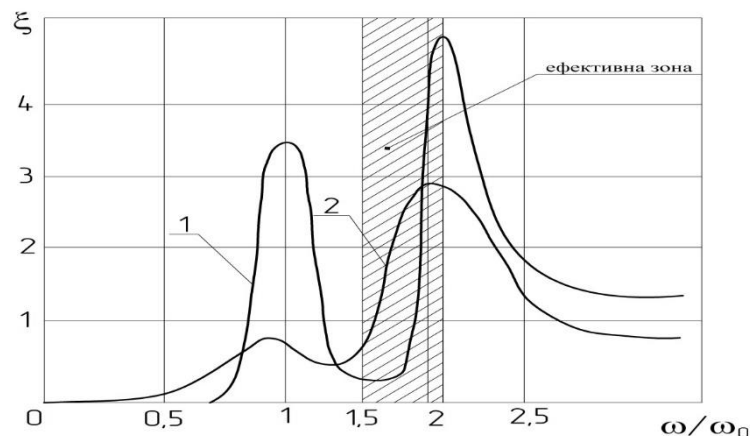


Рис.4.2. Графік визначення власної частоти коливань вібраційного конвеєра.

(залежність приведеної амплітуди коливань мас m_1 і m_2 конвеєра в залежності від відношення частот вимушених і власних коливань)

Площу пересічення потоку матеріалу S визначаємо із умови, що довжина жолоба складає 3000мм, ширина 1200мм, висота матеріалу 250мм. Тоді площа пересічення потоку матеріалу $S=0,3\text{м}^2$. Маса коливальних частин вібраційного конвеєру, $m_k= 500 \text{ кг}$ та маси матеріалу, $m_m = 375\text{кг}$

Після конструктивних розрахунків числові значення мас уточнюються, і розрахунок при необхідності коректується. Знаючи значення мас m_1 , m_2 і використовуючи співвідношення, $\omega/\omega_0 \geq 7\dots 10$, $\omega/\omega_{02} = 0,85\dots 0,95$, знаходимо жорсткість коефіцієнтів пружності опор, ізолюючих конвеєр від фундаменту:

$$c_0 = \frac{m_2 \omega^2}{(25\dots 50)} = 16\,148 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$$

Коефіцієнти пружності з'єднуючих елементів нижньої та верхньої мас конвеєра C , які забезпечують резонансний режим роботи :

$$c = \omega_{20}^2 m_1 m_2 / (m_1 + m_2) = 15138 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$$

4.3. Визначення статичного моменту маси дебалансів і змущувальної сили.

Для визначення статичного моменту маси дебалансів використана залежність[]:

$$X_{02} = \frac{m_0 r_0}{m_1 + m_2} \mu_2, \quad (4.4)$$

де X_{02} – амплітуда переміщення маси m_2 з урахуванням маси матеріалу, яка знаходиться на жолобі.

Коефіцієнт підсилення амплітуди коливань (коефіцієнт динамічності) позначимо μ_2 . При цьому $X'_0 = F_0 / (m_1 \omega^2)$ [5]

Залежність (4.4) щодо шуканого статичного моменту маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = \frac{X_{02} (m_1 + m_2)}{\mu_2}. \quad (4.4)$$

Числове значення коефіцієнта динамічності μ_2 знаходимо за залежністю [5] :

$$\mu_2 = \frac{1 + \gamma_M^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2}}. \quad (4.5)$$

Орієнтовне значення коефіцієнта опору γ_M , що входить у цю залежність, перебуває в межах 0,03..0,05 для циліндричних гвинтових пружин [3].

Змушувальна сила визначається за формулою:

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2 = 10217,6 \text{ Н} \quad (4.6)$$

4.4. Розрахунок потужності приводу віброконвеєра.

Потужність на коливання визначається в залежності від співвідношення амплітуд коливань мас віброконвеєра m_1 і m_2 X_{01} , X_{02} :

$$\frac{X_{01}}{X_{02}} = \sqrt{\frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\right]^2 + \gamma^2}{1 + \gamma^2}} = \sqrt{\frac{\left[1 - 0,95^2 (1 + 8)\right]^2 + 0,05^2}{1 + 0,05^2}} = 7,1.$$

Тоді потужність на коливання:

$$\max P_k = \frac{1}{4} F_0 (X_{01} + X_{02}) \omega = \frac{1}{4} \cdot 4,42 \cdot 10^4 (3,55 + 0,5) \cdot 10^{-3} \cdot 52 = 4149 \text{ Вт}.$$

Потужність на тертя:

$$P_{TP} = F_0 \mu \frac{d_u}{2} \omega = 4,42 \cdot 10^4 \cdot 0,005 \cdot \frac{0,06}{2} \cdot 52 = 1230 \text{ Вт}.$$

Сумарна потужність з урахуванням ККД:

$$P_{ДВ} = \frac{\max P_k + P_{TP}}{\eta} = \frac{4149 + 1230}{0,95} = 5662 \approx 6 \text{ кВт}.$$

4.5.Визначення геометричних розмірів дебаланса.

На конвеєрі встановлюються два дебалансних вібратора(рис.4.3).

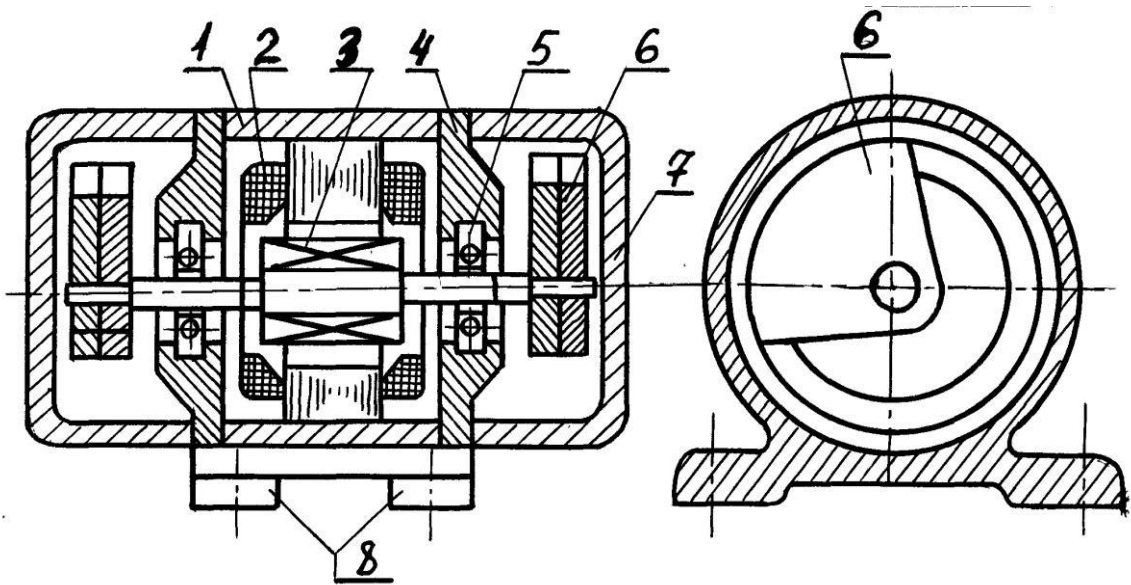


Рис. 4.3. Дебалансний вібратор: 1 - корпус; 2- статор асинхронного двигуна; 3- ротор короткозамкнутий; 4- підшипникові опори; 5- підшипники; 6 - дебаланси; 7-кришка корпусу; 8 - кронштейн для кріплення.

Приймаємо діаметр валу дебаланса d_0 у відповідності до діаметру валу цапфи дебалансного вібратора d_u (рис.4.4).

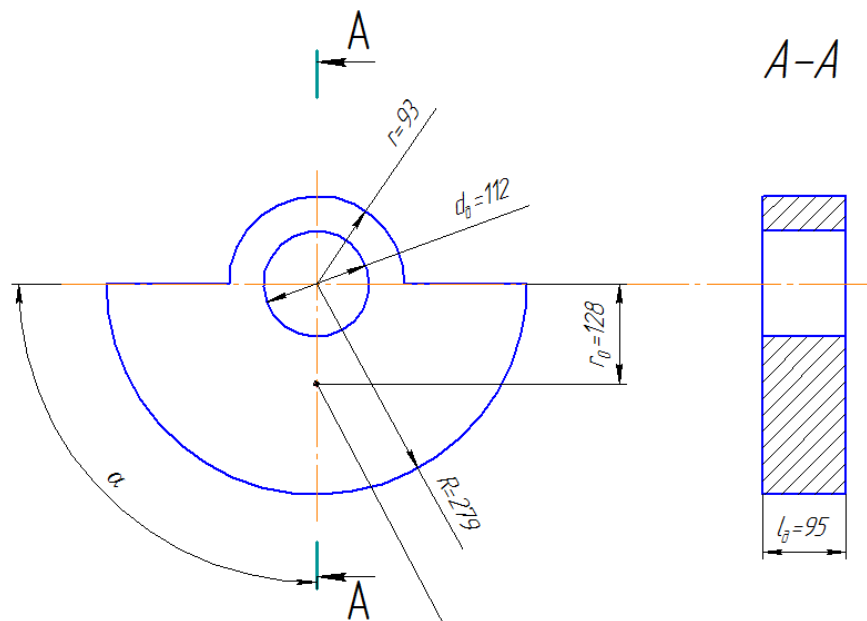


Рис.4.4 Дебаланс

Радіус зрівноваженої частини дебалансу:

$$r = \frac{5}{6} d_0 = \frac{5}{6} \cdot 0,11 = 0,09 \text{ м}$$

Площа незрівноваженої частини дебаланса :

$$S_{н.ч} = \alpha_{рад} \cdot (R^2 - r^2) = 1,57 \cdot (0,279^2 - 0,09^2) = 0,1 \text{ м}^2,$$

де $\alpha_{рад} = \frac{\pi \cdot \alpha^0}{180^0} = \frac{3,14 \cdot 90}{180} = 1,57$ - половина кута кільцевого сектора;

R - радіус незрівноваженої частини дебаланса.

Відстань від осі обертання до центра маси незрівноваженої частини (ексцентриситет) дебаланса у формі кільцевого сектора :

$$r_0 = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \frac{\sin \alpha}{\alpha_{рад}} = \frac{2}{3} \left(\frac{0,279^3 - 0,093^3}{0,279^2 - 0,093^2} \right) \cdot \frac{1}{1,57} = 0,128 \text{ м.}$$

Маса незрівноваженої частини дебалансу :

$$m_0 = \frac{m_0 \cdot r_0^1}{r_0} = \frac{10,4}{0,128} = 81,25 \text{ кг.}$$

Товщина дебаланса :

$$\ell_0 = \frac{m_0}{S_{н.ч} \cdot \rho_{ст}} = \frac{81,25}{0,109 \cdot 7850} = 0,095 \text{ м,}$$

де $\rho_{ст} = 7850 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі.

За критерієм оптимальності розмірів дебаланса приймаємо співвідношення між товщиною та шириною підшипника b_n :

$$\ell_0 = (0,8 \dots 1) \cdot b_n,$$

4.6 Розрахунок опорної пружини віброконвєсра.

1. Знаходимо результуючу внутрішню силу F :

$$F = \frac{F_0}{n_{np}} = \frac{102170,6}{10} = 10217,6 \text{ Н.}$$

2. Знаходимо момент M :

$$M = F \frac{D_0}{2} \cos \alpha = 10217,6 \cdot \frac{0,18}{2} \cos 11 = 10217,6 \cdot \frac{0,18}{2} \cdot 0,98 = 878,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

де- $D_0 = 0,18 \text{ м}$ приймаємо відповідно до аналога;

$\cos \alpha = 11 \div 12^0$ - кут підйому витків.

Визначаємо довжину дроту, м:

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{\cos \alpha} \approx 3,2 D_0 n = 3,14 \cdot 0,18 \cdot 6 = 3,4 \text{ м}$$

де- $n=6$ кількість витків пружини.

Розраховуємо відстань між витками t :

$$t = d \cdot \frac{1,1}{n} \delta_3 = 0,02 \cdot \frac{1,1}{6} \cdot 2,6 \cdot 10^{-6} = 0,037 \text{ м}$$

$$\text{де- } \delta_3 = n \lambda F_3 = [\tau_k] \frac{\pi D_0 n}{G k d} = 750 \frac{3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 6}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,04 \cdot 0,02} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$k=0,04$ коефіцієнт який враховує нерівність витків пружини

$$d = \sqrt[4]{\frac{C_1 \cdot 8 D_0^3 \cdot n}{G}} = \sqrt[4]{\frac{15750 \cdot 8 \cdot 0,18^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^{10}}} = 0,02 \text{ м} \quad \text{- діаметр дроту}$$

$$C_1 = \frac{C_0}{n_{np}} = \frac{189000}{12} = 15750 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \text{- статичний момент однієї пружини}$$

Визначаємо повну довжину ненапруженої пружини H_0 :

$$H_0 = H_3 + n \cdot (t - d) = 0,11 + 6(0,037 - 0,02) = 0,212 \text{ м}$$

Довжина пружини, стиснутої до торкання внутрішніх робочих витків

$$H_3 = (n - 0,5)d = (6 - 0,5)0,02 = 0,11 \text{ м}$$

Для запобігання вигинання пружини і втрати стійкості її перевіряємо на гнучкість:

$$\frac{H_0}{D_0} \leq 2,5 \quad \frac{0,212}{0,18} = 1,17 \leq 2,5$$

Умова виконується.

4.7. Висновки по розділу

1. Здійснено розрахунок режимів вібраційного конвеєру рух якого реалізується в резонансні.
2. Вибрані основні розрахункові параметри конвеєру, якими є статичний моменту маси дебалансів, змушувальна сила, потужність приводу конвеєру, геометричні розміри дебалансу та розрахунок опорної пружини віброконвеєра.

5. Техногенна безпека

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного конвеєра

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

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

Таблиця 5.1 – Значення рівня інтенсивності звука

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

де f_{cm} – середнє геометричне значення активної смуги

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

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

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

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

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

відсутність чи нестача природного світла; недостатня освітленість робочої зони;

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

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

- загальнотоксичні, що викликають отруєння всього організму;

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

- сенсibiliзуючі, що діють як алергени.

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

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

Таблиця 5.2

Найменування фактору	Джерела виникнення фактору	Кількісна оцінка фактору	Нормативний документ, що регламентує допустимі параметри
1. Шум (коливання частинок навколишнього середовища що сприймається органами слуху як небажаний сигнал)	Технологічний шум: Робота ДВЗ, механічні коливання машини; вплив ультразвукових хвиль.	Рівень звукового тиску до 89 ДБ при частотах 1000 Гц	ГОСТ 8.055-78 ГОСТ 12.1.003-83
2. Вібрація (рух матеріальної точки або механічної системи при якому по чергово зростають і спадають за часом значення величини що характеризує цей рух)	Від робочого органу	Ізольоване від впливу вібрації	ДСН 3.3.6.039-99
3. Освітлення	Недостатня освітлення робочої зони	200 лн(2ЛК)	ДБН В.2.5-28-2006
4. Мікроклімат (Сукупність погодних умов (температура,	Сукупність впливаючих на організм	Температурна зона комфорту 16-24 °С	ГОСТ 12.1.014-84

вогкість повітря і т. ін.), що створюються в приміщенні, на якій-небудь обмеженій території для нормального самопочуття людей, тварин, розвитку рослин)	температури, вологості, потоків повітря, температури, випромінювання		
5. Запиленість (Показник забрудненості повітряного середовища; виражається вагою пилу, що міститься в одиниці об'єму/повітря (у мг/м ³))	Робота робочого органу з землею	Гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони	ГОСТ 12.1.014-84
6. Враження електричним струмом	При електрозварювальних роботах	36 В	ГОСТ12.1.01 3-78

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

5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації

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

Повне усунення вібрації в машинах неможливе. Більш того в багатьох машинах інтенсивна динамічна взаємодія виконавчих органів з об'єктами

обробки являється основою успішного технологічного процесу. Однак в багатьох випадках мають місце шляхи зниження вібрації.

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

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

5.2.2 Методи і засоби зниження шуму

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

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

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

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

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

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

5.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі

5.3.1 Визначення параметрів і побудування частотної характеристики звукоізолюючого кожуха

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

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

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

де $d = 0,003$ м – товщина листа;

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

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

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

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

Таблиця 5.3 – Значення частотної характеристики звукоізоляційної здатності

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

Отримані таким чином точки з'єднуємо прямими лініями.

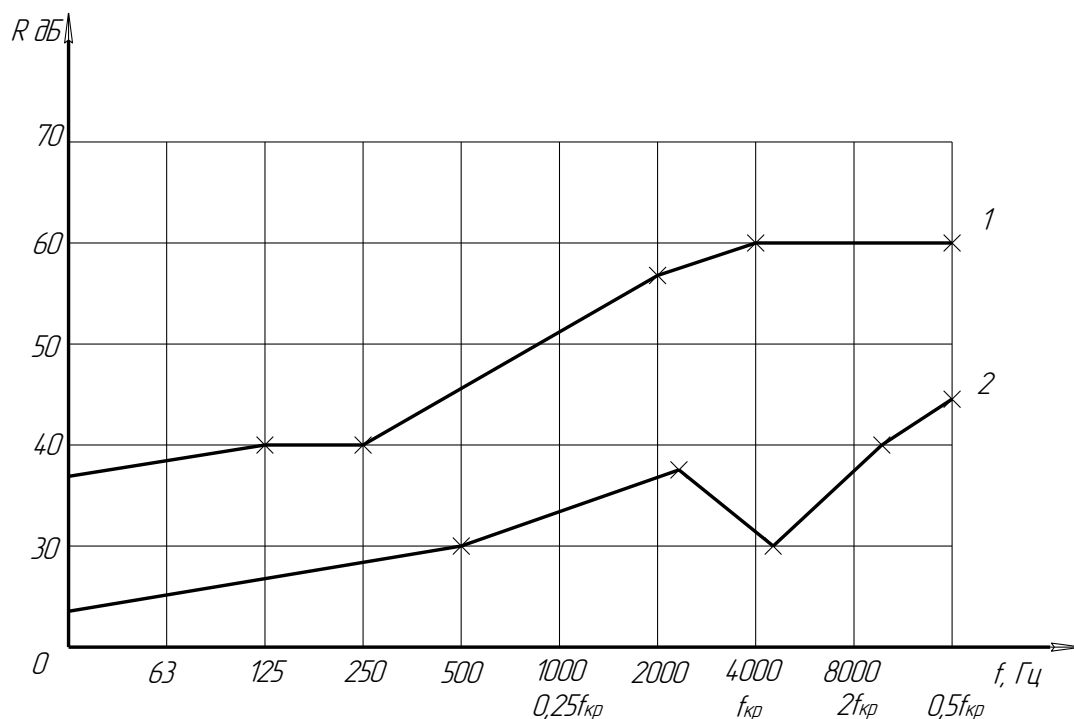
Із точки з значеннями ординати на частоті $0,25f_{кр}$ вліво проводимо пряму з нахилом 4 дБ на одну октаву, а з точки зі значеннями ординати по частоті $2f_{кр}$ – вправо із підйомом 8 дБ на 1 октаву. По цієї кривої визначаємо значення R для

середньгеометричних частот октавних смуг і будують частотну характеристику R в октавних смугах.

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

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

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



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

1 – огороження в отавних смугах частот;

2 – сталевого звукоізоляційного кожуха.

Рисунок 5.1 – Графік побудовання частотної характеристики звукоізоляційної здатності

Нижня границя розрахункового діапазону f_m , Гц, визначається з умови

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

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

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

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

Найвища частота f_ϵ , Гц, залежить від товщини перешкоди і визначається

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

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

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

5.3.2 Запобігання можливості ураження електричним струмом

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

З метою усунення цих явищ застосовуємо заземлення металевих частин змішувача.

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

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

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

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

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

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

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

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

Опір розтіканню вертикального електроду з колової або кутової сталі

Для колової сталі $R_6 \text{ Ом}$

$$R_6 = \frac{\rho_{\text{роз}}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \cdot \frac{2 \cdot l}{d} + 0,5 \ln \frac{4 \cdot t + l_0}{4 \cdot t - l} \right), \quad (5.13)$$

де d – зовнішній діаметр електроду. Приймаємо $d = 0,012 \text{ м}$

l – довжина електроду. Згідно рекомендацій приймаємо $l = 5 \text{ м}$

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

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

Відстань між вертикальними електродами a , м

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

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

Приймаємо $x = 1$.

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

Орієнтовна кількість вертикальних електродів

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

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

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

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

Фактична кількість вертикальних електродів n , шт

$$n = \frac{R_g}{R_3 n_g} \quad (5.19)$$

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

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

Приймаємо кількість вертикальних електродів, що дорівнює 4.

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

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

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

Опір розсіканню горизонтальних електродів з колової сталі R_r , Ом

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

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

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

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

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

t_r – глибина закладання (відстань від поверхні землі до середини електроду)

$$t_r = 0,65 \text{ м}$$

ν – ширина смуги, м, для колової сталі

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

де d – діаметр кола, м.

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

Розрахункове значення опору заземлювача R , Ом

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

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

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

Так як $R = 6,77 \text{ Ом} < R_3 = 10 \text{ Ом}$ то форма, розміри, конфігурація заземлювача вибрані правильно.

Установка заземлюючого пристрою.

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

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

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

5.4. Техніка безпеки при експлуатації вібраційного конвеєра

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

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

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

5.5. Пожежна безпека

Пожежна безпека - стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів

державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

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

Пожежна профілактика

Чітке виконання встановленого протипожежного режиму гарантує безпечну експлуатацію промислових підприємств, окремих будівель, споруд, виробничих установок, машин, приладів та апаратів. Цей режим ґрунтується на заздалегідь розроблених правилах та інструкціях, які відповідають умовам роботи виробничого устаткування і технологічному процесу підприємства. Тому всім, хто працює на даному підприємстві, необхідно добре знати, насамперед, технологічний процес виробництва і причини відхилення від нормальних умов роботи устаткування.

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

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

Причини пожежі:

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

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних з'єднань в конструкціях барабанних та вібраційних млинах внаслідок чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи.

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

Залежно від причини загорання, час, коли полум'я охопить салон транспорту, може зайняти від декількох секунд до 2-3 хвилин. За 10 хвилин повністю згорає легковий автомобіль. Тому сподіватися на приїзд пожежного розрахунку, особливо, якщо ви знаходитесь далеко від міста, не варто. Єдиний шанс врятувати транспорт - це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

Барабанні та вібраційні млини являють собою електричну систему, що знаходиться під напругою. Для гасіння пожеж такого роду необхідний спеціальний вогнегасний склад, здатний зупинити процес горіння.

Призначення вогнегасників

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

Класи пожеж:

А - горіння твердих речовин;

В - горіння рідких речовин;

С - горіння газоподібних речовин;

Д - горіння металу і металомістких речовин;

Е - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

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

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

Для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, необхідно передбачити вогнегасники вуглекислотного (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8) (рис. 4.2) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типа, виконані по ГОСТ12.4.009-75.

Вогнегасник вуглекислотний (ОУ):

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

Переваги:

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

Недоліки:

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

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

- можливість токсичної дії вуглекислотних парів на людину;

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

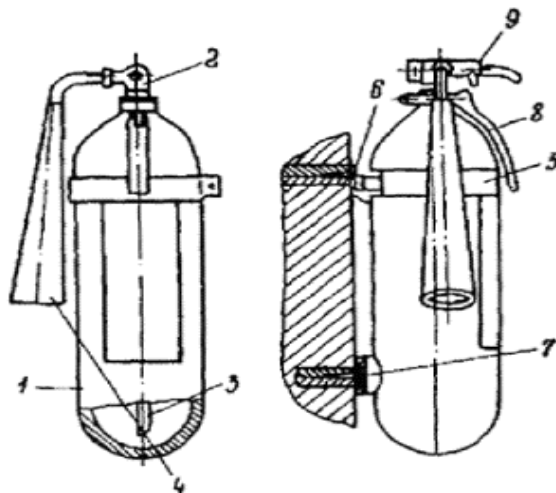


Рис. 5.3 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)

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

Конвеєр повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

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

5.6. Висновки по розділу

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

Загальні висновки

1. Дослідженням виявлено, що конвеєри є невід'ємною складовою сучасних логістичних систем технологічного призначення. Конвеєри задають та регулюють темп виробничого процесу, забезпечують його ритмічність та сприяють підвищенню продуктивності. Крім функцій переміщення

матеріалів для виробництва бетонних сумішей і розчинів, конвеєри є основними засобами комплексної механізації та автоматизації вантажних та розвантажувальних робіт.

2. За будовою та принципом роботи конвеєри є стрічкові, пластинчасті, підвісні, ковшові, а також шнекові, інерційні, вібраційні, роликові. Найчастіше конвеєри класифікують за типом тягового та вантаж несучого механізму. Виділяють конвеєри зі стрічковим, ланцюговим та іншими тяговими механізмами, а також конвеєри без тягового механізму – шнекові, інерційні, вібраційні, роликові.
3. За ефективністю та мінімізацією енергії найбільш раціональними є вібраційні конвеєри, які здатні реалізовувати складні коливання конвеєра вздовж його вертикальної і горизонтальні осі, що прискорює технологічний процес руху матеріалу не тільки в горизонтальному, а і у вертикальному напрямках.
4. Розглянуто та структуровані класифікаційні ознаки вібраційних конвеєрів.
5. Приведені схеми будови вібраційних конвеєрів із ексцентриковим, інерційним, електромагнітним та пневматичним приводами. В цілому недоліком вібраційних конвеєрів із ексцентриковим приводом є відсутність зміни параметрів, так як їхня амплітуда коливань є постійною і залежить виключно від ексцентриситету шатуна. Тому в сучасному виробництві домінують вібраційних конвеєрах із інерційними збудниками коливань.
6. Досліджені режими роботи вібраційних конвеєрів. Отримані аналітичні залежності для визначення частоти коливань жолобаконвеєра ω .
7. Досліджені умови за якими забезпечується рух по горизонтальній та вертикальній поверхні жолоба. Зазначено, що в реальних умовах рух частинок матеріалу по віброуючій поверхні конвеєра є більш складним і існуючи залежності потребують уточнення в частині визначення маси матеріалу, яка діє на процес руху в контактї із жолобом і на процес руху

за межами контакту, тобто в режимі відриву частинок від поверхні жолоба.

8. На основі виконаного огляду та аналізу структурованих класифікаційних ознак вібраційних конвеєрів, їх будови із різними приводами прийнято, що найбільш ефективними та раціональними з точки зору витрат енергії є двомісні вібраційні конвеєри із дебалансним приводом.
9. Для проведення аналітичних досліджень визначені дві розрахункові схеми із розташуванням вібраційного приводу на нижній та верхній масах вібраційних конвеєрів.
10. Амплітуди коливань мас x_{01} і x_{02} матимуть максимальне значення (резонанс віброконвеєра) при рівності нулю знаменника виразів (3.23) і (3.24). Їх однаковий вигляд засвідчує, що маси m_1 m_2 набувають резонансу одночасно. Такий режим може бути використаний для ефективної передачі енергії від маси вібраційного конвеєра (маса m_1) до жолоба з матеріалом (маса m_2).
11. Отримані аналітичні залежності та їх аналіз дозволяє сформулювати методику розрахунку основних параметрів двомісного резонансного конвеєра.
12. Здійснено розрахунок режимів вібраційного конвеєру рух якого реалізується в резонансі.
13. Вибрані основні розрахункові параметри конвеєру, якими є статичний моменту маси дебалансів, змушувальна сила, потужність приводу конвеєру, геометричні розміри дебалансу та розрахунок опорної пружини віброконвеєра.
15. Здійснено аналіз небезпечних і шкідливих чинників при роботі вібраційного конвеєру.
16. Визначені та описані технічні заходи з техніки безпеки, що передбачені в роботі.
17. Наведені аналітичні залежності та виконані розрахунки з техніки безпеки, що передбачені в роботі.

18. Наведені заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при експлуатації вібраційного конвеєру.

Список використаних джерел

1. Назаренко І.І. Основи моделювання і проектування логістичних систем та процесів будіндустрії: монографія. Київ: «Видавництво Людмила» 2019, 152 с
2. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – К.: КНУБА, 1999. – 488с.
3. Назаренко І.І., Берник І.М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв. Навчальний посібник для вищих навчальних закладів. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2012. – 590с
4. Назаренко І.І., Кузьмінець М.П., Босий О.Г., Малік Т.В., Сафронов В.К. Основи наукових досліджень в проектуванні: навч. посібник: Видавництво «МП Леся», Київ: 2020. –109с.
5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-ге видання).- К.:Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440с.
- 6 Назаренко І.І. та інш. Системний аналіз технічних об'єктів: Навчальний посібник / - К.: КНУБА, 2009.-164 с.