

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему «Розроблення і проектування лоткового
живильника»

Виконав: студент групи Маш-41

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Якимець Михайло Васильович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Коруняк Петро Степанович
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____

(підпис)

д.т.н., професор Власовець В.М.

“ ” _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу студенту
Якимцю Михайлу Васильовичу

1. Тема роботи: **“Розроблення і проектування лоткового живильника”**

Керівник роботи: Коруняк Петро Степанович, к.т.н., доцент

Затверджена наказом по університету від 30.12.2022 року № 453/К-С

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 23.06.2023 року

3. Вихідні дані: технічні характеристики живильників сипких матеріалів; патенти на корисні моделі та винаходи; літературні джерела за тематикою подачі та дозування сипких матеріалів; методики розрахунку та проектування лоткових живильних систем; типові технології на обробку деталей на металообробних верстатах; методики визначення економічної ефективності конструктивного удосконалення машини.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Літературний огляд та аналіз пристроїв живлення технологічного обладнання

2. Проектування лоткових вібраційних живильників.

3. Розрахунок вібраційного живильника з паралельними плоскими пружинами.

4. Охорона праці.

5. Техніко-економічні показники проекту.

Висновки і пропозиції;

Бібліографічний список.

5. Перелік ілюстраційного матеріалу

1. Схеми віброживильників для завантаження - 1-ий аркуш.

2. Класифікація вібраційних транспортних засобів- 2-ий аркуш.

3. Загальний вигляд лоткового живильника - 3-ий аркуш.

4. Складальні одиниці та деталі лоткового живильника – 4, 5-ий аркуші.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1,2,3,5	Коруняк П.С. к.т.н., доцент кафедри машинобудування			
4	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри УПБВ			

7. Дата видачі завдання: 30.12.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	<i>Виконання першого розділу: «Літературний огляд та аналіз пристроїв живлення технологічного обладнання»</i>	<i>23.01.23- 17.02.23</i>	
2.	<i>Виконання другого розділу: «Проектування лоткових вібраційних живильників»</i>	<i>20.02.23- 17.03.23</i>	
3.	<i>Виконання третього розділу: «Розрахунок вібраційного живильника з паралельними плоскими пружинами»</i>	<i>20.03.23- 05.05.23</i>	
4.	<i>Виконання розділу: «Охорона праці»</i>	<i>08.05.23- 02.06.23</i>	
5.	<i>Виконання розділу: «Техніко-економічні показники проекту»</i>	<i>05.06.23- 16.06.23</i>	
6.	<i>Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки. Завершення роботи в цілому</i>	<i>19.06.23- 23.06.23</i>	

Студент _____ Михайло ЯКИМЕЦЬ
(підпис)

Керівник роботи _____ Петро КОРУНЯК
(підпис)

Якимець Михайло Васильович “Розроблення і проектування лоткового живильника” // Кваліфікаційна робота. – Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2023 р. 46 с.

Наведені результати аналізу існуючих конструкцій вібраційних бункерних завантажувальних пристроїв та особливостей створення вібраційного поля з відповідними його параметрами.

Спроектовано і розроблено конструкцію вібраційного лоткового живильника спрямованої дії з електромагнітним вібраційним приводом для подачі сипкого матеріалу у робочу зону технологічного обладнання.

Проведено розрахунок конструктивно-технологічних параметрів запропонованого пристрою.

Проаналізовано вимоги техніки безпеки під час виконання технологічного процесу та вплив його на навколишнє середовище.

Розраховано техніко-економічні параметри від впровадження запропонованого обладнання.

Табл. 1; Рис. 17; Бібл. джерел 9.

ЗМІСТ

ВСТУП.	6
1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ЖИВЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	8
1.1. Основні задачі живильників	8
1.2. Місце віброживильників у транспортно-технологічних системах	10
1.3. Віброживильники лоткового типу спрямованої дії	13
2. ПРОЕКТУВАННЯ ЛОТКОВИХ ВІБРАЦІЙНИХ ЖИВИЛЬНИКІВ	18
2.1. Компонувальні схеми лоткових вібраційних живильників	18
2.2. Двомасовий лотковий вібраційний живильник	20
2.3. Рекомендації щодо проектування вібраційних транспортувальних засобів	22
2.4. Умови динамічної рівноваги коливальних систем	25
2.5. Вибір конструктивних схем вібраційних живильників	28
3. РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА З ПАРАЛЕЛЬНИМИ ПЛОСКИМИ ПРУЖИНАМИ	31
3.1. Розрахунок одномасової системи	31
3.2. Розрахунок двомасової системи	32
3.3. Розрахунок двомасового вібраційного живильника.	33
3.4. Розрахунок електромагнітного вібробуджувача	34
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	36
4.1. Аналіз конструкції вібраційного транспортера за умовами безпеки експлуатації.	36
4.2. Розрахунок захисного заземлення	37
4.3. небезпечні чинники та відмови у роботі віброживильника.	39
4.4. Заходи подолання небезпечних і шкідливих факторів під час роботи віброживильника.	41
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ	44
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	48
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	49

ВСТУП.

Розвиток промисловості та вдосконалення виробництва відбувається на підставі комплексної механізації та автоматизації виробничих і технологічних процесів, які широко впроваджуються в усіх галузях промисловості, на транспорті та агропромисловому комплексі.

Створення автоматизованих машин, поточних ліній, цехів і заводів-автоматів є найвищою формою організації промислового виробництва, у якому поняття великої автоматизованої машини поєднується з повністю автоматизованим підприємством. Автоматизація виробництва не є самоціллю, а ефективним засобом підвищення продуктивності праці, покращення якості продукції, зменшення затрат важкої, монотонної, небезпечної та шкідливої праці.

Успішне впровадження автоматизації виробничих процесів можна реалізувати лише за наявності наукових методів проектування і розрахунку автоматичних машин і систем. Вагомий внесок щодо розв'язку проблемних питань автоматизації належить вітчизняним вченим, роботи яких присвячені розробці і дослідженню нових технологічних процесів, механізмів та пристроїв і в подальшому стали хрестоматійним надбанням для наступних поколінь. В них проаналізовано шляхи і закономірності розвитку автоматизації виробництва та виявленні важливі задачі, які потребують свого вирішення.

Оскільки технічний прогрес та економічна ефективність виробництва нерозривно пов'язані між собою, питання продуктивності обладнання визначають в кінцевому випадку необхідний ріст продуктивності праці.

З точки зору вирішення питань технічного прогресу в машинобудуванні та різних напрямків у проектуванні нової техніки можна виокремити (виділити) дві основні задачі:

– прикладні – розроблення і дослідження нової техніки і технологічних процесів, методів розрахунку та аналізу з метою створення виробничих взірців з високими техніко-економічними показниками тощо;

– проблемні – виявлення та аналіз закономірностей технічного прогресу в машинобудуванні, тенденції розвитку, загальних законів побудови, аналізу і синтезу машин, їх наукове прогнозування.

Основним у розвитку машинобудування є підвищення ефективності виробництва, тобто збільшення випуску продукції і підвищення її якості за одночасного зниження трудових витрат. Це забезпечується вдосконаленням існуючих і впровадження нових видів устаткування, технологічних процесів і засобів їх механізації та автоматизації, а також поліпшення організації та управління виробництвом. Без якісного керування, виробництво не може бути ефективним. Слід зауважити, що в результаті довготривалого технічного розвитку засобів виробництва, шляхи удосконалення їх є природними і поетапним. Спочатку автоматизуються окремі технологічні машини, а потім їх система. Вдосконалення засобів автоматизації повинне розвиватися в двох напрямках:

– створення засобів автоматизації устаткування, що випускається і діючого нині, з метою підвищення його ефективності;

– створення нових технологічних комплексів, де пов'язані питання підвищення продуктивності, надійності, рівня автоматизації, якості продукції тощо.

Магістральний напрямок розвитку машинобудування є органічне поєднання автоматизації з гнучкістю виробництва, яка характеризує можливість виготовляти на одному обладнанні чи лінії різні вироби і швидко переходити з одного виробництва виробу на інший. Такий перехід зводиться до переналагоджування діючого обладнання без зупинки випуску попередньої моделі. Такі гнучкі виробничі системи значно підвищують ефективність виробництва, скорочують строк і витрати при освоєнні нових видів виробів, підвищують продуктивність праці.

1. ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ЖИВЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Комплексна механізація транспортувальних і завантажувально-розвантажувальних робіт, технологічного процесу виготовлення чи проведення складальних операцій виробу передбачує раціональне поєднання різних транспортувальних машин та засобів, які працюють сумісно з технологічним обладнанням протягом всього шляху вантажопотоку від першої до останньої технологічної операції, включаючи основні та допоміжні ділянки виробництва і транспортування.

Засоби живлення технологічного обладнання є тими цільовими механізмами, що забезпечують безперервність процесу виробництва продукції. Конструктивне вирішення цієї задачі залежить від матеріалу і виду продукції, наявного технічного комплексу та характеру виробництва.

1.1. Основні задачі живильників

У процесі комплексної автоматизації технологічного процесу дуже часто необхідно роботу конвеєрів, які подають різного виду вантажі або вироби безперервним потоком, узгодити з роботою технологічних машин або навпаки. Особливо це притаманно виробництвам, які пов'язані насипними вантажами (сипкими матеріалами). У цьому випадку широкого застосування набули бункери (ємності) різноманітних конструкцій, оснащені допоміжними пристроями: завантажувачами, зрушувачами, стабілізаторами тиску, затворами, живильниками тощо. Кожен з перерахованих механізмів призначений для виконання конкретної наперед визначеної функції з метою забезпечення ефективності роботи обладнання і всього технологічного процесу.

Живильниками називаються механізми, за допомогою яких здійснюється рівномірна регульована подача сипких матеріалів та штучних вантажів (заготовок, виробів) з ємності у проміжні ємності або у технологічне обладнання (безпосередньо або через інші засоби). На рис. 1.1 показані найбільш розповсюджені схеми живильників, що використовуються

на виробництві. Основна відмінність між ними полягає у конструкції вантажонесучого органу. Живильники виконують також функцію запірною пристрою, але, на відміну від затворів, вони здійснюють точніше регулювання потоку сипкого матеріалу. Для насипних вантажів ці пристрої поділяються на живильники загального призначення, живильники-грохоти, живильники-розподільвачі і живильники спеціального призначення.

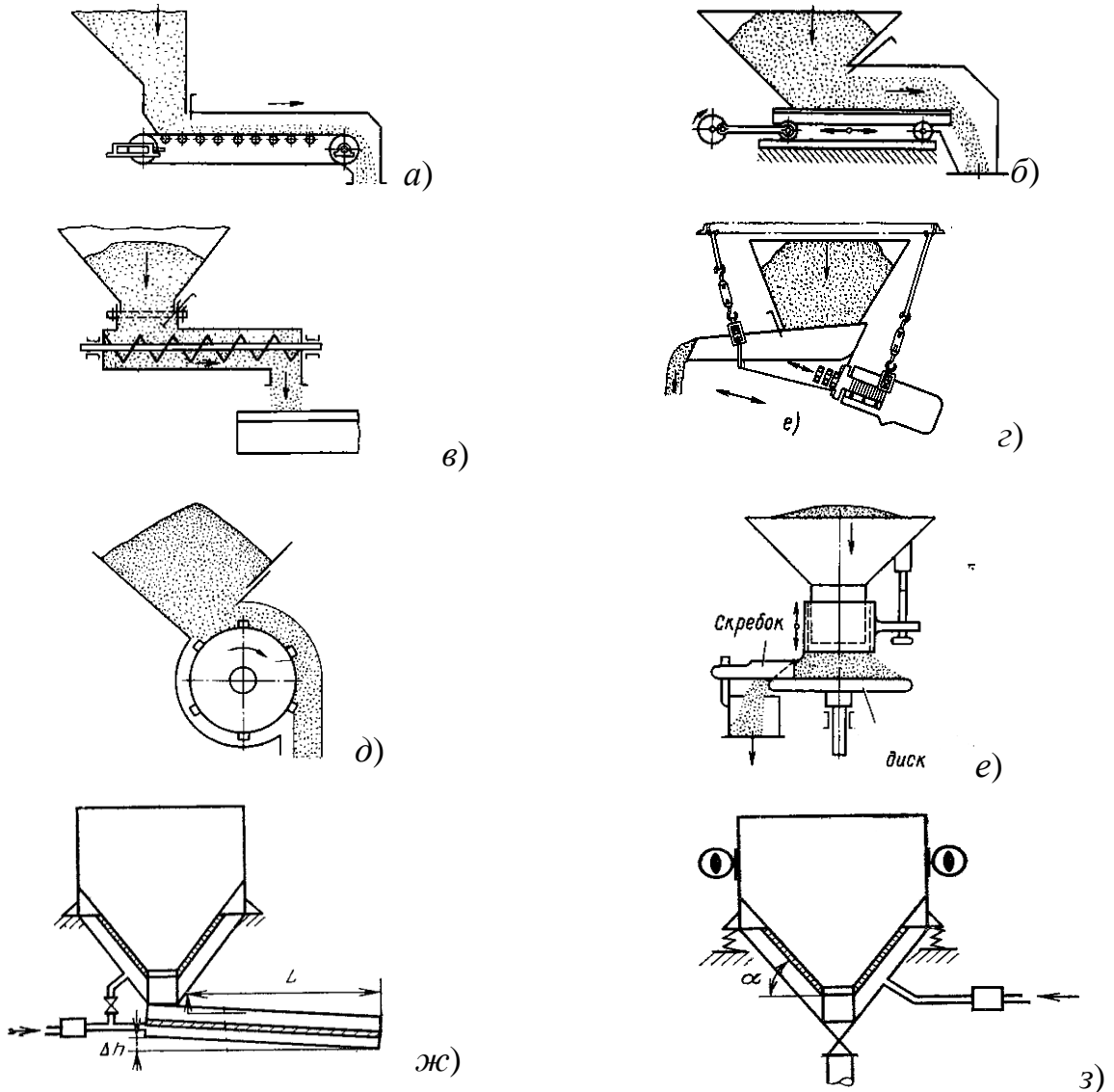


Рис. 1.1. Схеми живильників: а) – стрічкового; б) – коливального; в) – шнекового; г) – вібраційного; д) – барабанного; е) – дискового; ж) – аераційного; з) – віброаераційного

Живильники за будовою подібні до конвеєрів відповідного типу і відрізняються лише конфігурацією та розмірами вантажонесучого органу (стрічки, труби, жолоби тощо). Існують також інші типи живильників

спеціальних конструкцій, таких як вібраційні, плунжерні, барабанні, тарілчасті, коливальні, ланцюгові, аераційні, віброаераційні. Принагідно зауважити, що, наприклад, у аераційних живильниках, які призначені для подачі пилеподібного матеріалу (борошна, вугільного пилу), застосування вібрації (для утворення віброкиплячого шару) дозволяє значно знизити тиск у системі. З точки зору ефективності роботи обладнання, області застосування та функціональної придатності особливу увагу доцільно звернути на конструкції лоткових (прямоточних) і бункерних (кругових) вібраційних живильників. За способом регулювання продуктивності живильники поділяються на нерегульовані та регульовані. Регулювання продуктивності сучасних живильників можна здійснювати як безпосередньо, так і автоматично.

1.2. Місце віброживильників у транспортно-технологічних системах

Транспортно-технологічні системи різних галузей виробництва одночасно з конвеєрними установками вібраційного типу обов'язково включають ще і віброживильники, які призначені для обслуговування технологічного обладнання та забезпечення безперервності робочого процесу. Системи бункер-віброживильник можуть виконувати функції затвора, дозатора, сепаратора тощо. Схеми, що наведені на рис. 1.2, відображають лише деякі області застосування вібраційних живильників та ілюструють їх широке впровадження у виробництво. Вони забезпечують рівномірну подачу матеріалу і значно простіші в експлуатації.

До віброживильників, як і до всіх транспортувальних машин, ставляться ряд загальних і специфічних вимог:

- можливість запуску живильника як під навантаженням, так і в несприятливих умовах експлуатації (перевантаження, замерзання вантажу на лотку, зміна властивостей матеріалу);
- можливість швидкого блокування в аварійних ситуаціях (поява шматків новоутворень, раптова зміна властивостей матеріалу);

- мінімальне число рухомих деталей, мінімальне загромодження отвору випускної воронки та мала інерційність роботи;
- значний ресурс робочого органу і надійність роботи окремих деталей та цілісного механізму;
- низька вартість і простота обслуговування;
- забезпечення необхідної продуктивності в широкому діапазоні зміни властивостей матеріалу і умов експлуатації, а також можливість її регулювання.

На відміну від інших типів живильників, віброживильники задовольняють майже всі зазначені вище вимоги. Вони мають дуже широке застосування і є універсальними засобами для вивантаження практично будь-яких сипких матеріалів за винятком пилоподібних, липких і вологих. Віброживильники для транспортування сипких вантажів бувають жолобоподібного і об'ємного типів.

До переваг віброживильників можна віднести нечутливість їх до гранулометричного складу матеріалу, ударних навантажень, високої температури. Вони герметичні, надійні, прості та забезпечують регулювання продуктивності. Застосування віброживильників для завантаження в транспортні ємності (ковші, вагонетки) сприяє зменшенню втрат матеріалу і зниженню динамічних навантажень, що виникають під час падіння крупних шматків.

Застосування вібраційних живильників для сумісної роботи з технологічним устаткуванням вирішує ряд таких проблем як дозування, автоматизація подачі, зменшення шуму та втрат під час завантаження, забезпечення відсутності пилоутворення та надмірного подрібнення матеріалу, пошкодження вантажонесучого органу приймального конвеєра. Приймальний конвеєр краще всього обладнати віброживильником за напрямом руху вантажного потоку, оскільки це забезпечує найкращі умови узгодження їх швидкостей.

Аналіз конструкцій та область застосування вібраційних живильників дає можливість виокремити з них дві основні групи: живильники для переміщення сипких матеріалів і для переміщення виробів. Відмінність між ними полягає у конструкції вантажонесучого органу. Крім того, живильники для штучних виробів мають значно меншу об'ємну продуктивність.

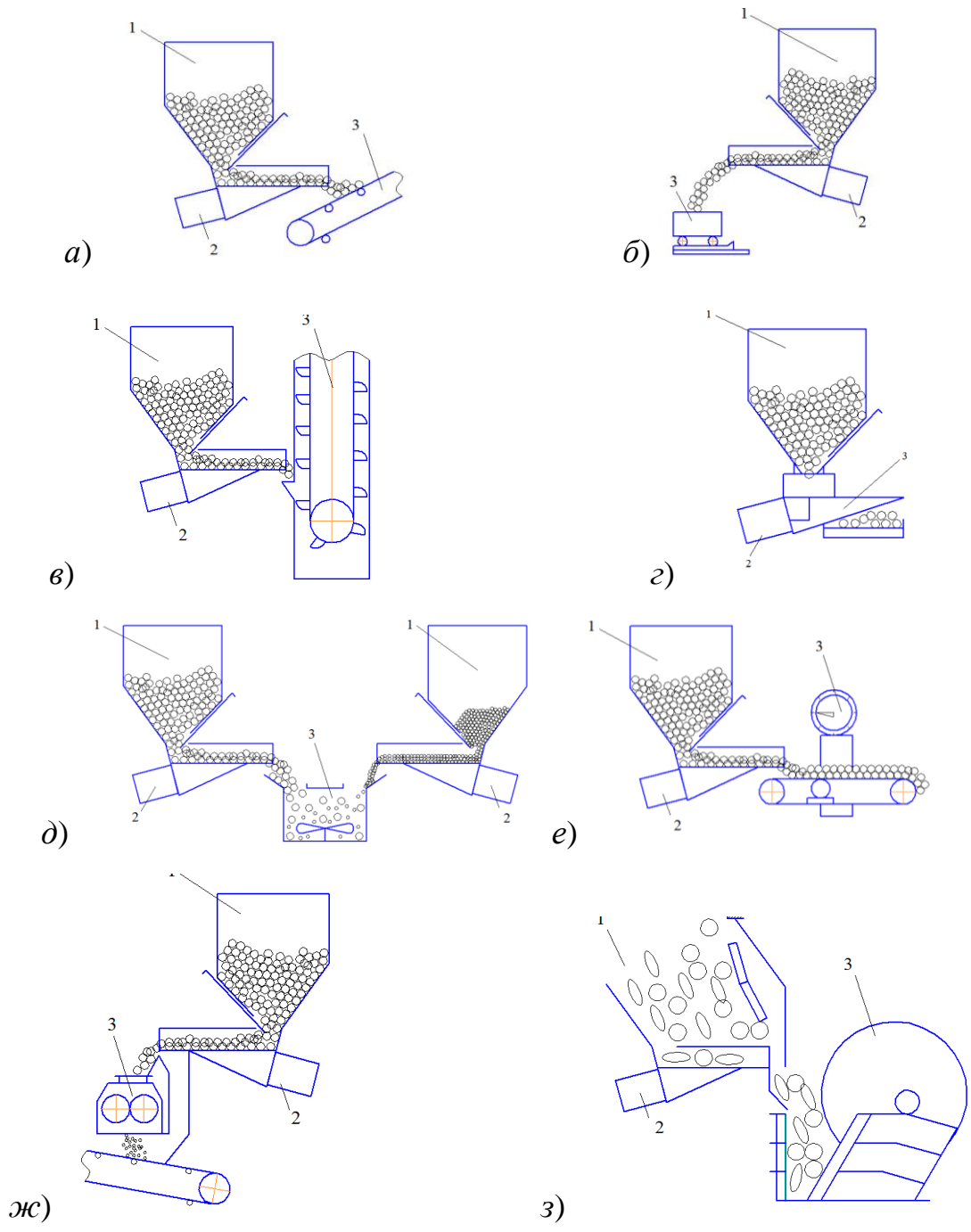


Рис. 1.2. Схеми використання віброживильників для завантаження транспортно-технологічного устаткування: а), б), в), г) – транспортних засобів; д) – змішувачів; е) – ваг; ж), з) – дробарок
 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – технологічне обладнання

Віброживильники загального типу доповнюються віброживильниками спеціального призначення. У залежності від типу приводу живильники, як і конвеєри, поділяються на електромагнітні, інерційні, ексцентрикові і поршневі (гідравлічні і пневматичні).

1.3. Віброживильники лоткового типу спрямованої дії

Віброживильники лоткового типу успішно використовуються для завантаження технологічного обладнання (змішувачів, млинів, сушарок та інше) і транспортувальних засобів (конвеєри, вагони, ковші), перевантаження з конвеєра на конвеєр, вивантаження сировини з акумулювальних бункерів. Ідентичність конструктивного виконання і технологічного призначення дає підстави класифікувати жолобоподібні віброживильники за тими ж ознаками, що і віброконвеєри.

За кількістю мас віброживильники поділяються на одномасові, дво- і багатомасові. Найбільшого поширення набули одно- і двомасові конструкції. Одномасові віброживильники використовують набагато рідше ніж двомасові через необхідність забезпечення великого збурювального зусилля для одержання заданої амплітуди коливання. Одномасові віброживильники зазвичай мають інерційний (дебалансний) привод і застосовуються для конструювання потужних машин, наприклад, у гірничий, будівельній, хімічній промисловості. Частота обертання вала електродвигуна вібропривода може становити 1000, 1500 і 3000 об/хв, а амплітуда коливань – 5...8 мм, релізуючи за цих умов швидкість вібротранспортування – 0,26...0,35 м/с. Збільшення амплітуд і частот коливань обмежує пришвидшеннями, що виникають у системі, та значно впливають на такі конструкційні параметри як надійність, міцність і маса. Як правило, допустимі пришвидшення не повинні перебільшувати 20 g. Віброживильники з дебалансним приводом і частотою 3000 кол/хв недовговічні, а тому їх краще використовувати у короткочасних режимах роботи.

Двомасові віброживильники набули значно ширшого розповсюдження, ніж одномасові, оскільки вони реалізують резонансні режими (резонансні

машини споживають удвічі меншу потужність у порівнянні із зарезонансними). У якості привода таких живильників використовуються переважно електромагнітні віброзбудники. Коливальна система таких живильників є динамічно зрівноваженою. Вони не передають вібраційні навантаження на несучі та опорні конструкції. У дорезонансному налаштуванні вдається уникнути зони проходження резонансу під час запуску і зупинки. За способом монтажу живильники поділяються на опорні і підвісні конструкції.

У живильниках з електромагнітним приводом відсутні підшипникові вузли, обертальні пари, вони малOSHумні, прості в обслуговуванні і мають значний робочий ресурс, що набуває особливого значення у сучасних умовах. За даними досліджень електромагнітні живильники не вимагають ретельного обслуговування і регулювання протягом тривалого часу роботи. У порівнянні з електромеханічними, живильники з електромагнітним приводом є дешевшими, проте їх вартість і маса значно зростають із збільшенням потужності.

Регулювання продуктивності віброживильників можна здійснювати вручну або автоматично. Первинне регулювання проводиться шляхом зміни кута нахилу жолоба, а точне — зміною параметрів роботи електромагнітного віброзбудника, тобто зміною амплітуди коливань.

На рис. 1.3 зображена одна із типових схем електромагнітного віброживильника, який складається з жолоба 1 з ребрами жорсткості і віброзбудника 3 закріпленого до нього. Жолоб 1 на пружинах 2 підвішується до основної конструкції або до опорних пристроїв. Віброзбудник 3 кріпиться до жолоба 1 так, щоб лінія дії його сили, проходила через центр мас конструкції під кутом 25° . Під час живлення котушки електромагніта 7 випрямленим струмом, створюється пульсуюче магнітне поле, яке призводить до взаємного переміщення осердя і якоря. За таких умов, жорстко з'єднаний з якорем 5 жолоб 1 генерує коливальний рух.

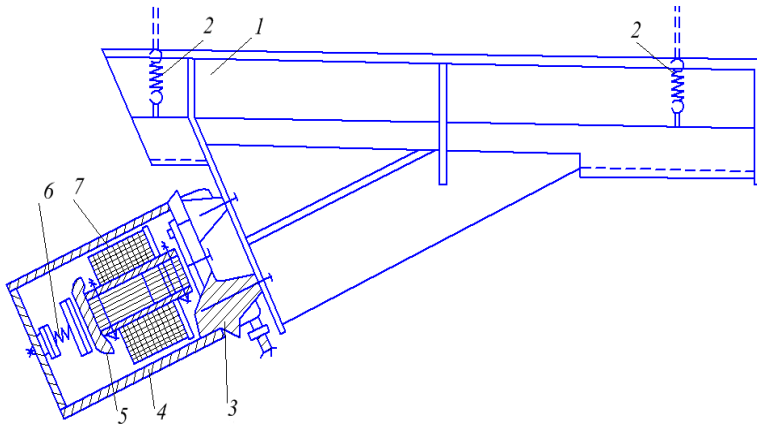


Рис. 1.3. Віброживильник з електромагнітним приводом: 1 – жолоб; 2 – пружна підвіска; 3 – корпус віброзбудника; 4 – осердя; 5 – ярмір; 6 – пружний елемент віброзбудника; 7 – котушка електромагніта

Аналогічний принцип роботи і у віброживильників, що встановлюються на опорну раму через віброізолятори.

У конструкціях віброживильників, за необхідності, можна передбачити на жолобі невеликі приймальні бункери, а також пристрої, за допомогою яких здійснюється регулювання його положення у горизонтальній площині.

Зазвичай, вібропривод встановлюється у торцевій частині жолоба зверху або знизу нього. Відомі також конструкції з кількома віброзбудниками. Такі спеціальні конструкції віброживильників забезпечують велику продуктивність і призначені для крупнокускових матеріалів. Віброприводи можна розташовувати у ряд по ширині чи по довжині жолоба або ж комбіновано.

У потужних двомасових віброживильниках, як зазначалось вище, використовують в основному дебалансний привод. Його встановлюють як на робочому органі, так і на зрівноважувальній масі. Принцип роботи таких механізмів аналогічний до роботи віброконвеєра з реактивною рамою.

Для регулювання продуктивності живильника, вібропривод встановлюється на зрівноважувальній масі, а зв'язок між нею і робочим органом, на відміну від попередньої конструкції, виконують регульованим. На рис. 1.4 зображена схема такого віброживильника, у якому віброзбудник 4 з'єднаний з жолобом 1 за допомогою набору теоретично розрахованих пружних (гумових) елементів 3, що мають нелінійну пружну характеристику на стиск. Шляхом регулювання моменту затягування болтів можна змінювати силу взаємодії віброзбудника 4 з жолобом 1 і, таким чином, здійснювати налаштування його на білярезонансний режим роботи.

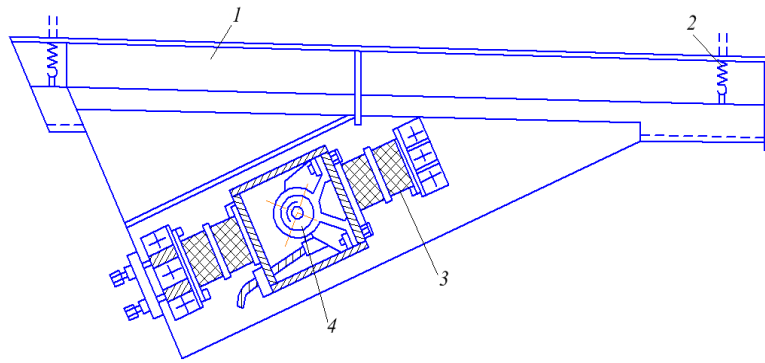


Рис. 1.4. Вібровивильник з дебалансним приводом:
1 – жолоб; 2 – підвіска; 3 – гумові пружні елементи;
4 – віброзбудник.

Характерною особливістю вібровивильників з дебалансним приводом, у порівнянні з електромагнітним, є те, що вони працюють на низьких частотах (15...25 Гц), великих амплітудах коливань і мають значну довжину вантажонесучого органа.

Вібровивильники додатково поділяються на пристрої з нерегульованим і регульованим приводом. Нерегульовані вібровивильники – це, як правило, одномасові конструкції з дебалансним приводом, які працюють у зарезонансному режимі, і вібровивильники з ексцентриковим приводом. Продуктивність таких живильників можна регулювати зміною кута нахилу жолоба і товщиною транспортувального шару матеріалу на ньому.

Режим роботи пристрою з дебалансним віброзбудником регулюється завдяки зміні маси або ексцентриситета дебаланса, або ж обох параметрів одночасно. Одним з варіантів конструктивного вирішення цього питання є віброзбудник з висувним дебалансом.

Для налаштування двомасових дебалансних вібровивильників, які працюють у дорезонансному режимі, регулювання їх продуктивності забезпечується шляхом зміни жорсткості пружних елементів. Первинне налаштування можна здійснювати шляхом зміни моменту затягуванням болтів, а плавне і точне – за допомогою спеціальних пристроїв.

Одночасно з використанням описаних вище універсальних вібровивильників, широко застосовуються вібровивильники спеціального призначення. Їх принцип роботи полягає у поєднанні транспортування матеріалів з іншими технологічними операціями, такими як розділення суміші, зневоднення її, сушіння тощо. Широке впровадження даного

обладнання у технологічні процеси пояснюється їх високою техніко-економічною ефективністю.

У машинобудуванні вібраційні пристрої якісно та ефективно виконують виробничі завдання щодо завантаження технологічного обладнання. Завдяки вібраційним живильникам відбувається поштучна подача заготовок або виробів у металооброблювальні верстати, лічильні автомати, контрольно-вимірювальні пристрої, під час автоматизації технологічних та складальних операцій.

На підставі огляду та аналізу конструкцій вібраційних живильників можна запропонувати наступну їх класифікацію за такими ознаками:

- конструктивні особливості форми робочого елемента (площинні, бункерні або чашоподібні);
- тип пружної підвіски;
- тип динамічної системи (одно-, дво-, багатомасові);
- тип та кількість віброзбудників коливань;
- режим вібротранспортування.

Аналізуючи запропоновану класифікацію, доцільно зазначити, що з розвитком вібраційної техніки її можна доповнювати, розвивати і вдосконалювати за основними та додатковими ознаками.

Під час проектування конкретної конструкції живильника зазвичай задаються продуктивністю, яка пов'язана із швидкістю вібротранспортування та розмірами поперечного перерізу жолоба. У свою чергу швидкість залежить від амплітуди коливання, кута вібрації, властивостей матеріалу і кута нахилу жолоба. Усі зазначені вище параметри визначаються попередньо, крім амплітуди коливань, яка є кінцевою основною розрахунковою величиною. Кут вібрації залежить від транспортувального матеріалу і коливається в межах 20...45°.

Динамічні параметри віброживильників розраховуються в тій же послідовності, що і віброконвеєри.

2. ПРОЕКТУВАННЯ ЛОТКОВИХ ВІБРАЦІЙНИХ ЖИВИЛЬНИКІВ

2.1. Компонувальні схеми лоткових вібраційних живильників

Ефекти, які виникають завдяки застосування вібрації у сипкому середовищі (вібророзрідження, віброкипіння, вібропереміщення, вібробункеризація тощо), широко використовуються у цілому ряді виробничих технологічних процесів. Вібрація зменшує сили зчеплення між частинками середовища, змінює його властивості, а завдяки направленим коливанням уможлиблює здійснення векторно спрямованого переміщення.

Досліджуючи та аналізуючи поведінку різнотипних вантажів під час завантажувально-розвантажувальних операцій бункерного обладнання і конструктивно подібних технологічних машин, а також на підставі здобутого практичного досвіду ряд вчених розробили базові компонентні схеми віброживильників з бункерами. Здебільшого такі пристрої використовуються для автоматизації виробничих процесів, пов'язаних з живленням обладнання заготовками (виробами). Проаналізувавши принцип дії та їх конструкцію, можна зробити висновок, що аналогічні засоби розвантаження цілком придатні і для обслуговування крупногабаритних ємностей. Для цього живильник з передбункером на робочому органі встановлюють під випускним отвором бункера.

Розроблені компонентні схеми вібраційних живильників покращують умови витікання вантажів з ємностей та їх відведення згідно технологічного маршруту. Використовуючи електромагнітний привод, можна плавно регулювати продуктивність технологічного обладнання, що є визначальним у використанні його в автоматизованому виробництві.

Розглянемо ряд схем компоновки лоткового віброживильника з бункерним обладнанням. На рис. 2.1 зображена схема віброживильника, у якому дрібні заготовки або сипкий матеріал міститься в бункері (передбункері), що є одночасно і транспортувальним органом віброживильника. Така схема компоновки рекомендується до застосування лише в тих випадках, коли робоча маса вантажу в бункері під час роботи пристрою змінюється в

незначних межах. Це пояснюється тим, що дана конструкція дуже чутлива до завантаження, оскільки із зміною його в широкому діапазоні змінюватимуться параметри коливань транспортувального органа, а отже і продуктивності.

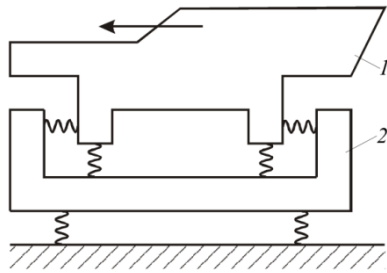


Рис.2.1. Двомасовий віброживильник:
1 – робочий орган; 2 – реактивна маса

Для підвищення ефективності роботи двомасового вібраційного живильника розроблений ряд конструктивних схем, у яких мінімізований вплив маси завантаження на режим роботи віброживильника. У таких схемах завантаження міститься в передбункері, що жорстко з'єднаний з реактивною масою віброживильника. Вантаж, що міститься в бункері (рис. 2.2, а), під дією коливань реактивної маси переміщується до виходу з нього, пересипається на вібротранспортувальну площину робочого органа. Площа вихідного перерізу бункера повинна відповідати заданій продуктивності пристрою. Кут нахилу передбункера до горизонту з метою забезпечення необхідної продуктивності пристрою може змінюватися.

На рис. 2.2, б показана схема, у якій дно бункера є транспортувальним органом віброживильника. Обидві ці схеми дозволяють забезпечити значний запас завантаження в передбункері, тому що маса реактивної частини живильника в 5...10 разів більша за масу робочого органа, що в меншій мірі впливає на характер коливань робочого органа, а отже і на продуктивність.

Схеми, які зображені на рис. 2.2, в і г відмінні від наведених вище тим, що передбункер з'єднаний з реактивною масою живильника пружними елементами у вигляді тримасової системи. Направлені коливання передбункера через пружні елементи передаються від реактивної маси. Таке конструктивне вирішення забезпечує ефективніший вплив вібрації на завантаження. Доцільно зауважити, що на коливальний рух передбункера можна впливати встановленням додаткового електромагнітного привода.

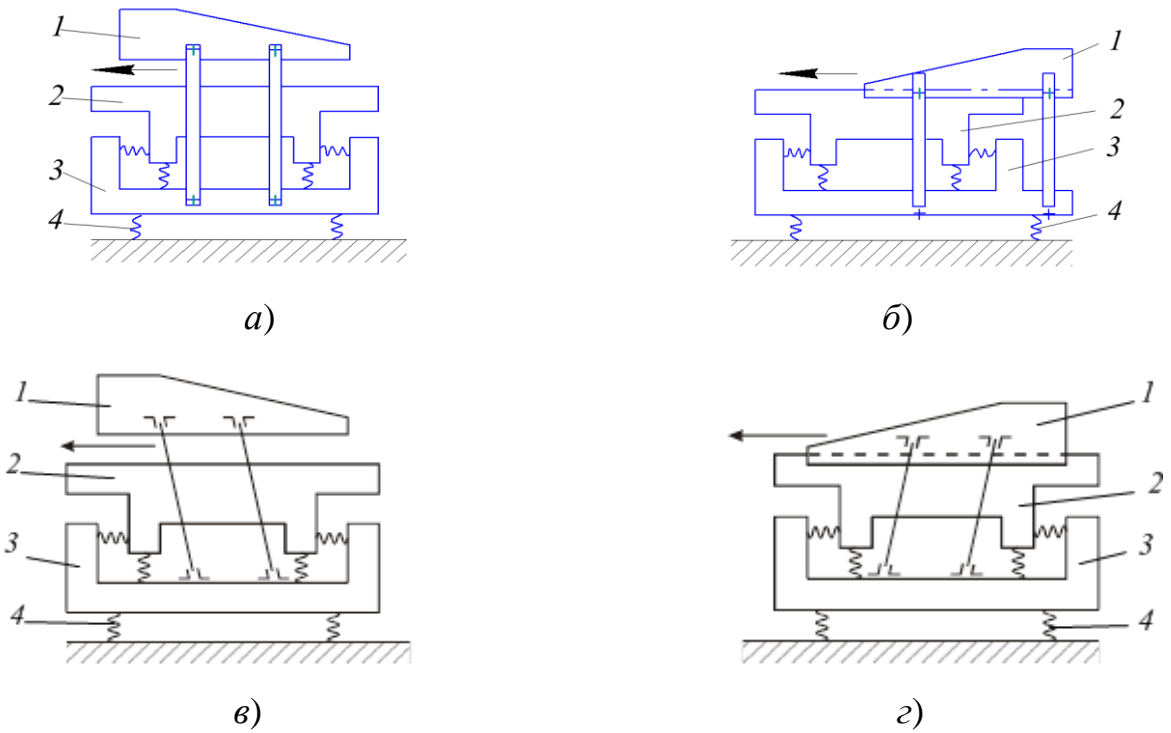


Рис. 2.2. Вібраційні живильники з передбункерами: 1 – робочий орган; 2 – реактивна маса; 3 – передбункер; 4 – пружна підвіска
 а), б) – жорстке з’єднання робочого органа з передбункером;
 в), г) – пружне з’єднання робочого органа з передбункером

Інша схема компоновки, що складається з двох технологічних одиниць віброживильника і вібраційного передбункера показана на рис. 2.3. Таку схему раціонально використовувати у технологічних процесах з крупнокусковими матеріалами масою до 50 кг, наприклад, для автоматизації завантаження під час їх подрібнення.

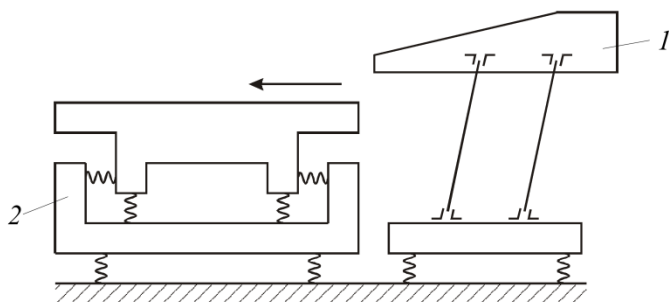


Рис. 2.3. Технологічний комплекс вібраційного живлення: 1 – віброживильник; 2 – вібраційний перед бункер

2.2. Двомасовий лотковий вібраційний живильник

Удосконалюючи відомі схеми віброживильників було розроблено ряд оригінальних конструкцій вібраційних живильників для обслуговування бункерного обладнання та технологічних машин. На підставі схеми показаної

на рис. 2.4 можна реалізувати пристрої у кількох типорозмірах у залежності від заданої продуктивності і маси вантажу. Крім цього, завдяки можливості швидкого налаштування (заміни) робочого органа (транспортувальної поверхні), даний пристрій може виконувати функції живильника, сепаратора, дозатора і транспортувального засобу .

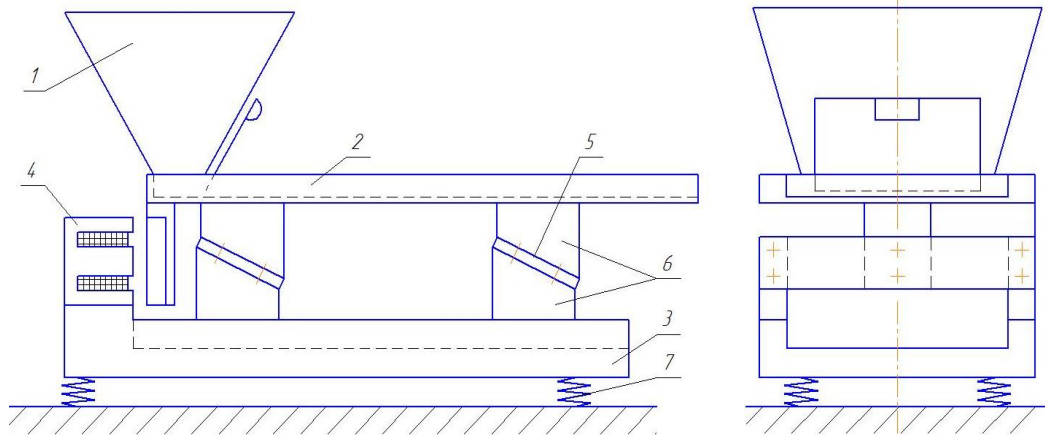
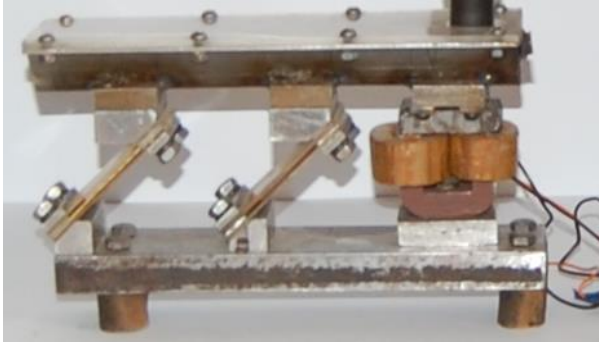


Рис. 2.4. Принципова схема двомасового вібраційного живильника: 1 – передбункер; 2 – робочий орган; 3 – реактивна маса; 4 – електромагнітний вібропривод; 5 – плоска пружина; 6 – кронштейни; 7 – віброізолятори

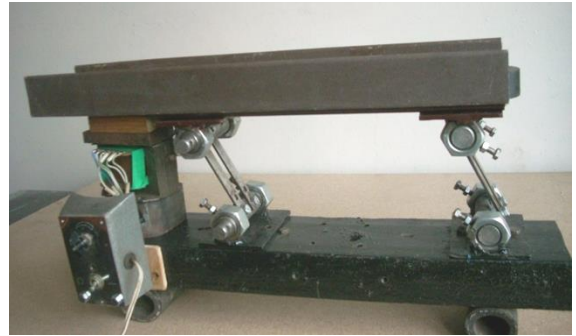
Розроблена за двомасовою схемою проста і компактна конструкція пристрою уможлиблює використання обох мас як робочих органів. Крім того, кожен із мас можна виконати у кілька конструктивних рівнів, що є відчутною перевагою перед функціонально подібними засобами. Пристрої, виконані за такою схемою, можуть відрізнятися потужністю електромагнітного привода та жорсткістю пружної підвіски (параметрами пружних ресор). Як було зазначено вище, ефективність виконання заданої операції залежить від швидкості транспортування, кута вібрації та різновиду матеріалу. Використовуючи кронштейни кріплення пружних ресор з можливістю регулювання кута їх нахилу, можна забезпечити універсальність даного пристрою.

Крім завантажувально-розвантажувальних функцій згаданого обладнання, аналогічні питання повстають також у роботі із штучними виробами (тіла обертання в довільному або орієнтованому положенні), які необхідно, наприклад, під час автоматизованого виробництва,

транспортувати у технологічне обладнання або на складальну позицію. На відміну від вібраційних конвеєрів такі живильники значно коротші за довжиною (рис. 2.5). Доцільно зауважити, що для конкретної деталі (виробу) на робочому органі необхідно спроектувати транспортувальну доріжку, яка б забезпечувала потрібне її задане положення (орієнтування).



а)



б)

Рис. 2.5. Приклади конструкцій двомасових вібраційних живильників: а) – з нерегульованим кутом нахилу пружної підвіски; б) – з регульованим кутом нахилу пружної підвіски

У процесі виробництва як поштучної продукції, так і насипних матеріалів виникає необхідність подачі і переміщення їх у довільному напрямку на позицію виконання технологічної операції, наприклад, обробки чи складання або ж складування (пакування). За цих умов, у залежності від виду продукції і схеми технологічного процесу її виготовлення, спосіб, засоби і напрям переміщення можуть змінюватися. Вирішення таких завдань можна реалізувати поєднанням бункерного пристрою з вібраційним живильником

2.3. Рекомендації щодо проектування вібраційних транспортувальних засобів

На підставі проведеного аналізу відомих методів вібраційного транспортування предметів та матеріалів, приступаючи до проектування таких засобів слід пам'ятати, що:

- переміщення транспортувальних об'єктів можна здійснювати у двох режимах: відривному і безвідривному, який характеризується коефіцієнтом перевантаження;

- швидкість транспортування залежить від амплітуди та частоти коливань, кута вібрації β , кута нахилу α до горизонту робочого органа, коефіцієнту тертя, фізико-механічних властивостей матеріалу та ін.;

- ефективнішим, у порівнянні відривним режимом і направленими коливаннями, є безвідривний з незалежними коливаннями, який забезпечує не лише більшу швидкість транспортування, але і зміну його напрямку.

Для пристроїв з електромагнітним приводом, важливе значення має частота вимушених коливань, яка може становити 100, 50, 25 Гц. Здебільшого, на частоту коливань перш за все впливають величина коливних мас і довжина конвеєра. Так, для транспортера довжиною до 1 м і з незначною масою (до 40 кг) можна використовувати частоту 100 Гц (живлення відбувається безпосередньо з електромережі), а для транспортера відповідно до 1,5 м та 80 кг рекомендується частота коливань 50 Гц. У цьому випадку необхідно забезпечити достатню жорсткість робочого органа і випрямлений струм живлення вібропривода.

Використовуючи частоту 25 Гц, можна запроектувати транспортера або окремий модуль транспортної системи довжиною до 3 м. За цих умов вага має не значний вплив на роботу обладнання. Доцільно зауважити, що із зменшенням частоти вимушених коливань суттєво зменшується рівень шуму і забезпечується можливість усунення паразитних коливань.

Вибір конструктивної схеми пристрою під час теж має важливе значення. Це залежить від швидкості, способу і довжини транспортування, від стабільності роботи обладнання, матеріалу транспортування, від особливостей технологічних операцій, що здійснюються транспортувальним пристроєм тощо.

Колівальні системи вібраційних транспортувальних засобів проектуються та виготовляються одномасовими, двомасовими та багатомасовими (зокрема, тримасовими).

Одномасові вібраційні транспортери (рис. 2.6, а) складаються з робочої маси m_1 , пружних елементів 1 та електромагнітного вібропривода 2. Вони

призначені для транспортування виробів з направленими коливаннями під кутом вібрації β , який задається кутом нахилу пружних елементів.

Одномасові вібраційні транспортера найпростіші за конструкцією і дешеві у виготовленні, прості в обслуговуванні та регулюванні, однак використовуються для дрібних виробів, мають незначну продуктивність і не достатньо якісну віброізоляцію.

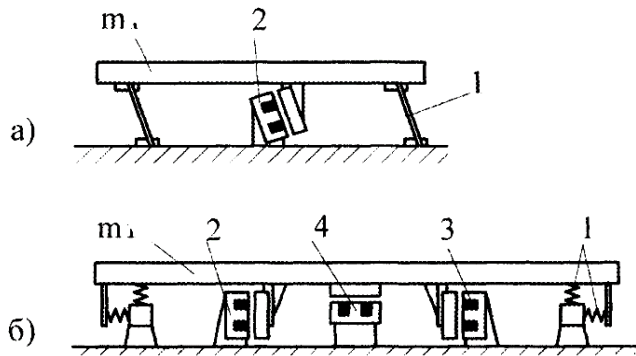


Рис. 2.6. Схеми одномасових вібраційних транспортерів: а) з направленими коливаннями; б) з незалежними коливаннями

На рис. 2.6, б показана схема одномасових вібраційних транспортерів, у яких можна реалізувати незалежні коливання. Вона складається з робочої маси m_1 , пружних елементів 1, які забезпечують поздовжні коливання завдяки вібробудникам 2 і 3, а нормальні – вібробудником 4.

Натомість, вібраційні транспортери, виконані за двомасовою коливною схемою (рис. 2.7.), відрізняються підвищеною продуктивністю, стабільністю роботи, достатньою віброізоляцією. Двомасові транспортери з направленими коливаннями складаються з робочої маси m_1 і реактивної маси m_2 , які з'єднані між собою встановленими під кутом пружними елементами 1 система приводиться в коливальний рух вібробудником 2. Вся конструкція встановлюється на основу через віброізолятори 3.

Для ефективної роботи вібротранспортера необхідно, щоб його коливальна система була динамічно зрівноваженою.

Для переміщення виробів у безвідривному режимі з незалежними коливаннями використовують вібраційні транспортери, зображені на рис. 2.7, б. Робоча маса m_1 і реактивна маса m_2 здійснюють симфазні (на зустріч одна одній) коливання за допомогою пружних систем 1 і 2. Поздовжні коливання

здійснюються завдяки електромагнітним приводам 3 і 4, а поперечні – приводом 5.

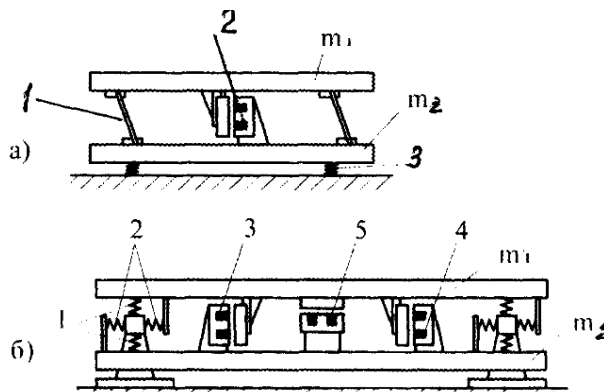


Рис. 2.7. Схеми двомасових вібраційних транспортерів: а) з направленими коливаннями; б) з незалежними коливаннями

Вібраційні транспортери (живильники), розроблені за даними, схемами можуть використовуватись як для транспортування сипких матеріалів та штучних виробів, так і в якості допоміжного обладнання технологічних машин.

2.4. Умови динамічної рівноваги коливальних систем

Транспортування різноманітних вантажів вздовж вібрувальної поверхні може здійснюватись як у відривному, так і безвідривному режимах. Вибравши схему коливальної системи і джерело механічних коливань, не завжди можна одержати ефективне вібраційне переміщення виробів. Тому, в подальшому розглянемо основні рекомендації, яких слід дотримуватись під час конструювання окремих типів вібраційних конвеєрів.

Вібраційні транспортери призначені для переміщення різноманітних виробів або сипких матеріалів та живлення технологічного обладнання заготовками і сировиною. Для забезпечення рівномірного руху вздовж робочого органу вони повинні задовольняти специфічні вимоги.

Для цього необхідно забезпечити постійність вертикальних амплітуд коливань по усій довжині робочого органа, оскільки ефективне вібротранспортуванням можливе лише в дуже вузькому діапазоні нормальних амплітуд обмеженому граничними значеннями параметра ξ . В інших випадках виникає хаотичний рух як наслідок пружних ударів.

Крім того, необхідно забезпечити достатню жорсткість поперечного перерізу робочого органа. Оскільки виникнення додаткових поперечних

коливань, які є різними за довжиною і відмінні за фазою можуть накладатись на основні коливання і суттєво впливати на ефективність переміщення.

Надійна віброізоляція конструкції конвеєра теж позитивно впливає на процес транспортування. Якісно виконана віброізоляція усуває вплив коливань транспортувальної машини на роботу технологічного обладнання.

З метою досягнення ефективної віброізоляції вібраційні пристрої виконують за двомасовою системою, у якої траєкторії коливань робочого органа будуть залежати від її динамічних параметрів.

Спроекований без урахування цих параметрів транспортний засіб, як правило, буде мати паразитні крутильні коливання, від яких різко залежать величини і напрямки амплітуд коливань вздовж робочого органа, що робить його непридатним, зокрема, для транспортування орієнтованих виробів.

Розглянемо залежність крутильних коливань від динамічних параметрів двомасової коливальної системи.

У двомасовій коливальній системі конвеєра (рис. 2.8) робочий орган масою m_1 з'єднується нахиленими під кутом ψ паралельними стрижневими плоскими пружинами з реактивним елементом масою m_2 . Із збуренням такої системи робочий орган і реактивний елемент будуть здійснювати прямолінійні антифазні коливання в напрямку, перпендикулярному до стрижневих пружин з амплітудами відповідно A_1 і A_2 .

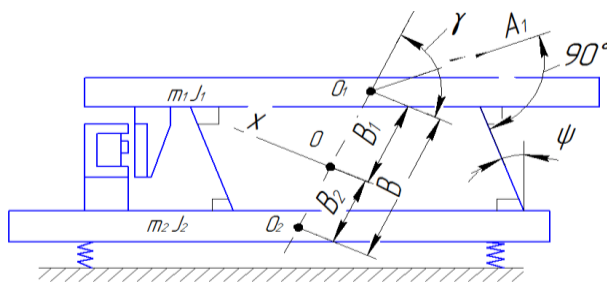


Рис. 2.8. Динамічна схема двомасового конвеєра

У загальному випадку, коли лінія O_1O_2 , яка з'єднує центри обох мас, утворює з напрямком коливань кут γ , в системі виникають паразитні кутові коливання відносно осі, яка проходить через центр системи.

У загальному випадку, коли лінія O_1O_2 , яка з'єднує центри обох мас, утворює з напрямком коливань кут γ , в системі виникають паразитні кутові коливання відносно осі, яка проходить через центр мас O системи.

Розглянемо умови динамічної рівноваги системи, в якій зовнішніми силами будуть сили інерції коливальних мас, прикладені в центрах мас O_1 і O_2 , а зовнішнім моментом буде крутний момент, що визначається моментом інерції системи відносно центра O .

Проведемо вісь x через центр O перпендикулярно до лінії, яка з'єднує центри обох мас.

З умови $\sum m\ddot{x} = 0$ одержимо

$$A_1 m_1 \omega^2 \sin \gamma - A_2 m_2 \omega^2 \sin \gamma = 0. \quad (2.1)$$

Звідки

$$A_1 m_1 = A_2 m_2. \quad (2.2)$$

З умови $\sum M_0 = 0$ з урахуванням (2.1) одержимо

$$\theta \omega^2 J - m_1 A_1 \omega^2 b \sin \gamma = 0, \quad (2.3)$$

де θ - амплітуда кутових коливань системи відносно центра O ;

I - момент інерції системи відносно центра O .

З рівняння (2.3) одержимо

$$\theta = \frac{m_1 A_1 b \sin \gamma}{I}, \quad (2.4)$$

$$I = I_1 + I_2 + m_1 b_1^2 + m_2 b_2^2. \quad (2.5)$$

Кутові паразитні коливання в системі зникнуть ($\theta = 0$) лише у випадку дотримання однієї з двох умов:

1. $\sin \gamma = 0$, тобто лінія, яка з'єднує центри мас робочого органа і реактивного елемента, повинна співпадати з напрямком коливань;
2. $b = 0$ - центри мас системи повинні бути суміщені.

На рис. 2.9 показані способи суміщення центрів мас робочого органа 1 і реактивного елемента 2 для різних конструкцій робочих органів. Виконуючи робочий орган 1 у формі двотавра (рис. 6.2, а), реактивний елемент доцільно виготовити у вигляді двох плит, розміщених з двох сторін між полицками двотавра і жорстко з'єднаних між собою через отвори у вертикальній стінці.

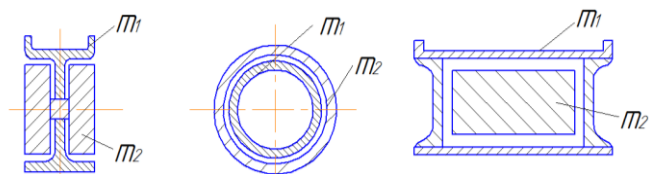


Рис. 2.9. Способи суміщення центрів мас вібраційних транспортерів з робочим органом у вигляді двотавра; труби; коробка

У трубчастих транспортерах суміщення центрів мас досягається за умови коаксіального розташування обох мас 1 і 2 (рис. 2.9, б). У пристроях з відносно великою шириною транспортувальної поверхні (рис. 2.9, в), робочий орган 1 виконується у вигляді коробчастого перерізу, а реактивна маса 2 розташовується всередині коробка 1.

2.5. Вибір конструктивних схем вібраційних живильників

Одномасові вібраційні транспортери (живильники) виконуються, як правило, одноприводними на пружинній або ресорній підвісці. Електромагнітний привід використовують головним чином для віброживильників. Якщо робочий орган виконаний у вигляді плоскої площини, то такий пристрій крім транспортування може виконувати також функцію затвора або дозатора під час витікання сипкого матеріалу з бункера. Крім того, за наявності фасонного профілю транспортувальної поверхні, достатньої жорсткості і невеликої довжини такий живильник можна використовувати для подачі заготовок у технологічне обладнання. Для цього вібраційний живильник закріплюється до масивної основи, наприклад, до преса чи верстата, нечутливого до вібрації.

На рис. 2.10 показано лабораторне устаткування для дослідження роботи одномасового вібраційного транспортера, виготовленого за схемою рис. 2.6, а.

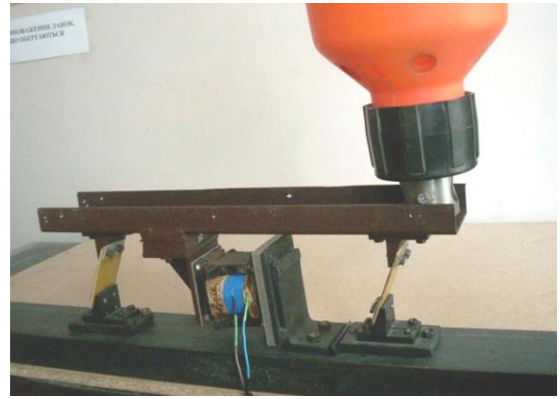
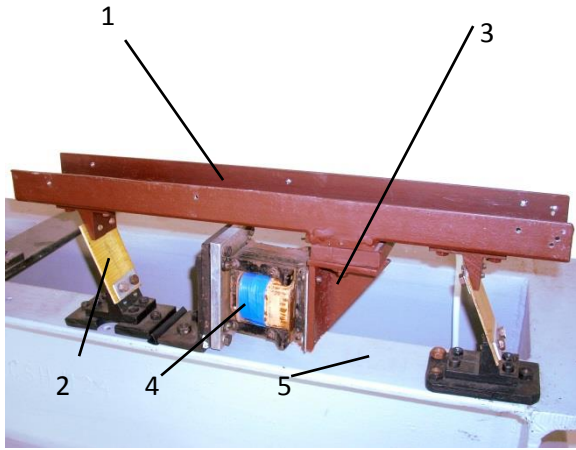


Рис. 2.10. Лабораторне устаткування одномасового вібраційного транспортера,: 1 – транспортувальний орган; 2 - плоскі пружини; 3 – якір; 4 - статор електромагнітного вібратора; 5 – нерухома основа

Транспортувальний орган 1 встановлюється на похилих плоских пружинах 2, а коливна система налаштовується на білярезонансний режим. Якір електромагнітного вібратора 3 закріплюється до робочого органа 1, а статор 4 – до нерухомої основи.

Налаштування системи на задану частоту власних коливань ν_0 здійснюється шляхом розрахунку розмірів пружин відповідно до маси 1 (m_1).

Вібраційний транспортер, сконструйований за двомасною коливальною схемою (див. рис. 2.7, а) зображений на рис 2.11. Він складається з верхньої транспортувальної маси (m_1) і нижньої реактивної маси (m_2), що з'єднані між собою за допомогою двох пакетів плоских склотекстолітових пружних елементів 4. Верхня маса містить транспортувальний орган 1, якір 2, зкронштейни 3 для кріплення пружин 4, що утворюють пружну систему.

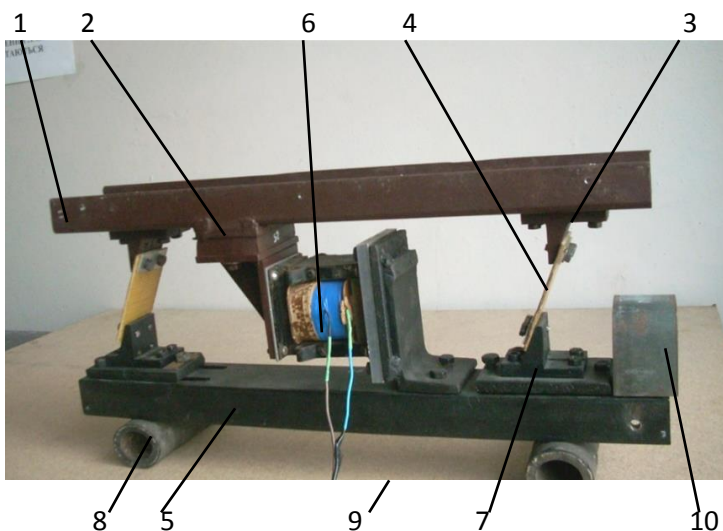


Рис. 2.11. Взірець двомасового вібраційного транспортера,: 1 - транспортувальний орган; 2 – якір; 3 – верхній кронштейн; 4 - плоскі пружини; 5 – нижня маса; 6-статор електромагніта; 7 – нижній кронштейн; 8 – амортизатор; 9 – основа; 10 - додатковий вантаж

Нижня маса складається із швелера 5, статора електромагніта 6 і кронштейнів 7 для кріплення пружин 4. Через пружні амортизатори 8, що встановлені під реактивною масою, конвеєр опирається на основу 9.

Пристрій працює наступним чином. Напруга від електромережі змінного струму подається на котушку електромагніта через однопівперіодний випрямляч. У результаті цього утворюється змінне збурювальне зусилля, яке притягує якір з частотою 50 Гц. Налаштування обладнання на білярезонансний режим роботи забезпечує коливання робочої і реактивної мас з необхідними амплітудами і незначною споживаною потужністю. Встановлення пружин під кутом кидання β забезпечує ефективне транспортування об'єктів.

Крім цього величина кута обумовлена вимогою співпадіння напрямку коливань (перпендикулярний до площин пружин) з лінією, що з'єднує центри коливальних мас m_1 і m_2 . Точність такого налаштування можна досягти шляхом встановлення на реактивній масі додаткового вантажу 10.

Розрахунок транспортера, зводиться до розрахунку пружної системи на жорсткість і міцність та розрахунку електромагнітного вібропривода коливань.

Інша конструкція двомасового вібраційного транспортера, показана на рис. 2.12. Вона відрізняється тим, що електромагнітний вібратор 1 розташований у протилежній до напрямку руху вантажу стороні маси 3 конвеєра. Цим можна зменшити металомісткість пристрою. Крім цього, для компенсування розрахункових і технологічних похибок у конструкції конвеєра, кронштейни 5 для кріплення пружин 4 уможливають регулювання кута нахилу пружин (кута кидання β).

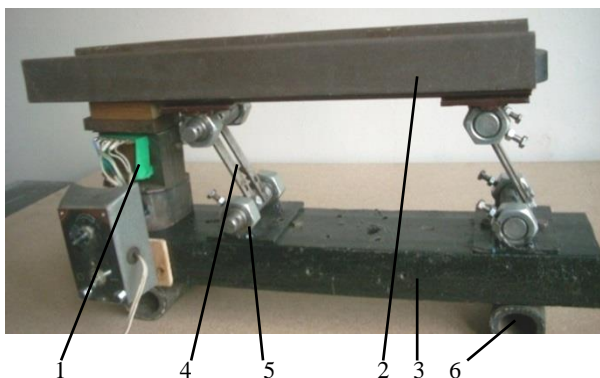


Рис. 2.12. Вірець двомасового вібраційного транспортера: 1 - електромагнітний вібратор; 2 - транспортувальний орган; 3 - нижня маса; 4 - плоскі пружини; 5 - кронштейн; 6 - амортизатор

3. РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА З ПАРАЛЕЛЬНИМИ ПЛОСКИМИ ПРУЖИНАМИ

Визначення раціональних (оптимальних) параметрів коливальної системи суттєво впливає на ефективність транспортування та роботи конвеєра в цілому. Під час розрахунку коливальної системи необхідно визначити частоту власних коливань системи, амплітуду коливань робочого органа конвеєра, амплітуду та частоту збудованого зусилля вібропривода, заданий напрямок коливань, жорсткість елементів пружної системи.

Розглянемо методику розрахунку пружних елементів окремих коливальних систем.

3.1. Розрахунок одномасової системи

Конструювання пружної системи одномасового конвеєра (див. рис. 2.7, а) полягає у раціональному виборі її конструктивної схеми та у якісному розрахунку її основних параметрів з у мови міцності.

Частота власних коливань конвеєра визначається за формулою

$$\omega_o = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (3.1)$$

де c – жорсткість пружної системи;

m – маса конвеєра.

Необхідна жорсткість пружних елементів, які повинні забезпечити задану частоту власних коливань конвеєра, становить

$$c = \omega_o^2 m = (2\pi v_o)^2 \frac{m}{n}, \quad (3.2)$$

де v_o – частота власних коливань;

n – кількість пружних елементів.

Жорсткість плоскої пружини (ресори), защемленої двома кінцями, визначається з формули

$$c = \frac{12EI}{l^3}, \quad (3.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу пружини (для пружинних сталей $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па);

I – момент інерції поперечного перерізу пружного елементу;

l – довжина пружини.

Доцільно зауважити, що конструктивним шляхом необхідно забезпечити абсолютну жорсткість защемлення пружини.

Момент інерції плоскої пружини визначається за формулою

$$I = \frac{ba^3}{12}, \quad (3.3)$$

де a і b – товщина і ширина пружини (ресори), які задаються із конструктивних міркувань.

Ширину пружини вибирають конструктивно, а товщину визначають з рівняння

$$a = l^3 \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 v_0^2 m}{bEn}}. \quad (3.4)$$

Довжина пружини визначається за формулою

$$l_{\min} = \frac{3y}{[\sigma_{-1}]} \sqrt[3]{\frac{2\pi^2 v^2 E^2 m}{b}}, \quad (3.5)$$

де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме напруження згину за знакозмінного навантаження;

y – прогин пружини ($y = 0,8A$).

3.2. Розрахунок двомасової системи

Для досягнення заданої жорсткості поперечного перерізу робочого органа двомасових конвеєрів (див. рис. 2.8, *a*) необхідно забезпечити суттєву різницю між власною частотою його поперечних коливань (v_o) та частотою вимушених коливань.

Момент інерції перерізу визначається за формули

$$I = \frac{bh^3}{12}. \quad (3.6)$$

Тоді власна частота дорівнює

$$v_{ож} = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}. \quad (3.7)$$

Отримане значення має задовольняти умову $\frac{v_{ож}}{v} \geq 3$,

де v – частота вимушеного зусилля.

Розміри плоских пружин (ресори) визначають з формули (3.6), прийнявши, наприклад, значення ширини і довжини конструктивно.

Далі розрахунок проводиться аналогічно до одномасових віброконвеєрів, для цього необхідно визначити жорсткість c пружної системи та приведену масу конвеєра

$$c = 4\pi^2 v_0^2 M_{np}, \quad (3.8)$$

$$M_{np} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}, \quad (3.9)$$

де m_1, m_2 – відповідно активна і реактивна маси.

3.3. Розрахунок двомасового вібраційного живильника.

Розрахунок пристрою зводиться до розрахунку пружної системи та електромагнітного віброзбуджувача коливань.

Для розрахунку пружної системи необхідно виконати розрахунок величин коливальних мас конвеєра $m_в$, $m_н$. Із попередніх розрахунків і використовуючи відому довідкову літературу маємо: сумарна вага верхньої коливальної маси дорівнює $G_в = 20$ Н; а сумарна вага нижньої коливальної маси рівна $G_н = 60$ Н.

Визначаємо приведену масу конвеєра рівна

$$M_{np} = \frac{m_в m_н}{m_в + m_н} = \frac{2 \cdot 6}{2 + 6} = 1,5 \text{ Нс}^2/\text{м}$$

Товщина пружин конвеєра:

$$a = l \cdot \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 \cdot M_{np}}{E \cdot \epsilon \cdot n}} = 0,05 \cdot \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 \cdot 53^2 \cdot 1,5}{0,06 \cdot 10^{11} \cdot 0,05 \cdot 2}} = 0,0033 \text{ м} = 3,3 \text{ мм},$$

де $l = 0,05$ м – робоча довжина пружин;

$v_0 = 53$ Гц – власна частота коливань конвеєра;

$v = 50$ Гц – вимушена частота коливань конвеєра;

$\epsilon = 0,05$ м – ширина пружин (прийнята конструктивно);

$n = 2$ – кількість пружин (прийнята конструктивно);

$E = 0,06 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності матеріалу пружин (склотекстоліту).

Напруження, що виникає у пружинах транспортера, не повинно перевищувати допустимого. Оскільки для текстоліту $[\sigma_{-1}] = 3 \cdot 10^9$ Па, яке на порядок вище допустимого напруження для пружинної сталі і враховуючи, що експериментальні дослідження конвеєра показали надійність у роботі, розрахунок на міцність проводити не обов'язково.

3.4. Розрахунок електромагнітного вібробуджувача

Розрахунок проводимо за відомою в літературі методикою. Необхідна змушувальна сила рівна

$$P = \frac{4\pi^2 v^2 M_{\text{пр}} A_0}{\mu \cdot z^2} = \frac{4\pi^2 \cdot 50^2 \cdot 1,5 \cdot 0,78 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 0,94^2} = 43,5 \text{ Н,}$$

де - $A_0 = A_1 + A_2 = A + A_1$ мм.

Сумарна амплітуда коливань мас m_p і m_n , враховуючи, що максимальну амплітуду коливань m_p прийнято рівною $A_1 = 0,5$ мм, що повинно забезпечити теоретичну швидкість транспортування

$$V_T = 2\pi v A_1 = 2\pi \cdot 50 \cdot 0,5 = 157 \text{ мм/с,}$$

де $\mu = 3$ – динамічний коефіцієнт для склотекстолітових пружин.

Зусилля на один полюс дорівнює

$$P_m = \frac{P}{2} = \frac{43,5}{2} \approx 22 \text{ Н.}$$

Необхідна площа перерізу магнітопровода становитиме

$$S_3 = \frac{P_m}{4,06 \cdot 10^5 \cdot B^2} = \frac{22}{4,06 \cdot 10^5 \cdot 0,8^2} = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2,$$

де $B = 0,8$ Тл – магнітна індукція.

Дійсна площа заліза визначається з рівняння

$$S_{3d} = 0,01 \cdot 0,025 = 25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2,$$

Величина повітряного зазору між якорем і електромагнітом

$$\delta_0 = 1,4 A_0 = 1,4 \cdot 0,78 = 1 \text{ мм.}$$

Приведений розрахунковий проміжок

$$\delta_0^1 = 0,61 \cdot \delta_0 = 0,61 \cdot 1 = 0,61 \text{ мм} = 0,61 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

Амплітудне значення магніторушійної сили(в ампервитках)

$$(AW)_0 = 1,6B\delta_0^1 \cdot 10^6 = 1,6 \cdot 0,8 \cdot 0,61 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6 = 780 \text{ А.}$$

Ефективне значення магніторушійної сили:

$$(AW)_e = 0,71 \cdot (AW)_0 = 0,71 \cdot 780 = 554 \text{ А.}$$

Мінімальний розмір вікна осердя

$$\varphi_e = \frac{(AW)_e}{\Delta I \cdot \kappa_3} = \frac{554}{3 \cdot 0,5} = 370 \text{ мм}^2,$$

де $\Delta I = 3 \text{ А/мм}^2$ - допустиме значення сили струму на 1 мм^2 перерізу дроту котушки.

Дійсна площа вікна рівна

$$S_B = e \cdot h = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм}^2,$$

що задовольняє умову.

Дійсна магнітна індукція

$$B_\delta = 0,005 \sqrt{\frac{0,1 P_m}{Q_{3\delta}}} = 0,005 \sqrt{\frac{0,1 \cdot 22}{25 \cdot 10^{-5}}} = 0,47 \text{ Тл.}$$

Необхідне число витків котушки становитиме

$$W = \frac{1,53 \cdot U}{10^3 \cdot Q_{3\delta} \cdot B_\delta} \cdot 2 = \frac{1,53 \cdot 100}{10^3 \cdot 25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,47} \cdot 2 = 2604 \text{ витків.}$$

Приймаємо напругу $U = 100 \text{ В}$.

Ефективне значення струму, який споживає вібробудник

$$I_e = \frac{(AW)_e \cdot B_\delta}{W \cdot B} = \frac{554 \cdot 0,47}{2604 \cdot 0,8} = 0,12 \text{ А}$$

Визначимо діаметр дроту котушки

$$d = \sqrt{\frac{4I_e}{\pi \Delta I}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,12}{\pi \cdot 3}} = 0,22 \text{ мм,}$$

приймаємо $d = 0,22 \text{ мм}$.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз конструкції вібраційного транспортера за умовами безпеки експлуатації.

Певну небезпеку в процесі виконання технологічних операцій може створити ураження електричним струмом працюючих при дотику до погано заізольованих струмопровідних частин і проводів, а також частинами обладнання, які можуть виявитися під напругою внаслідок порушення ізоляції і замикання на корпус.

На електричне обладнання встановлено захисне вимикання – швидкодіючий захист, що забезпечує автоматичне відключення електроустановок від мережі при виникненні в них небезпеки ураження струмом робітників. Така небезпека виникає при замиканні фази на корпус електрообладнання, появи в мережі напруги, більшої від допустимої; при зниженні опору ізоляції фаз відносно землі.

Установка захисного вимикання забезпечує відключення несправного обладнання за час не менше 0,2 с. Пристрій захисного вимикання – це сукупність окремих елементів, які реагують на зміну певного параметра електричної мережі і дають сигнал на відключення.

Для попередження небезпеки ураження струмом працюючих перш за все передбачається надійне заземлення. У відповідності з діючими у даний час нормами і правилами експлуатації електроустановок найбільший опір заземлюючих пристроїв повинен бути не більше $R_3 \leq 4$ Ом.

З бункера сипкий матеріал(насіння трави, насіння цибулі, насіння буряка, мак, зерно, металева стружка) висипаються на вібраційний транспортер, який здійснює транспортування матеріалу до відповідної технологічної операції. Транспортування здійснюється за допомогою вібрації. Даний вібраційний транспортер є двомасним.

Для зниження шуму та вібрацій від роботи обладнання його встановлюють на пружинні віброізолюючі опори АФД-8. Вентилятори та насоси встановлюють за межами будівлі. В бункерах та іншій металевій

тарі для заготовок та деталей використовують гумові прокладки на днищі. Проїзди для транспорту повинні мати рівну поверхню, без ям та вибоїн.

Організаційні заходи включають контроль за монтажем обладнання на виробничих ділянках: підготовка площадки під верстат, правильна установка та регулювання віброізолюючих опор, забезпечення жорсткості і надійності кріплення поверхонь, що створюють шум – корпусів, кожухів, кришок; перевірка надійності кріплень і правильне регулювання рухомих з'єднань обладнання; дотримання технологічного процесу (не допускається встановлювати інструменти та оснащення, не передбачені технічною документацією).

4.2. Розрахунок захисного заземлення

З'єднання з землею здійснюється металевими електродами (трубами і т.п.) металевою половою. Для установок з напругою мережі 380 В опір заземлюючого пристрою не повинен перевищувати 4 Ом. Схема розробленого захисного заземлення представлена на рис.4.3.

Використаємо в якості заземлювача трубу діаметром 40 мм, товщиною стінки 3,5 мм і довжиною 3 м.

Відношення відстані між трубами до їх довжини $L_B/I_B=1$. Розміри горизонтального заземлювача (з'єднувальної стрічки): довжина $I_B=I$ ширина стрічки $b_c=0,04$ м.

Глибина закладання вертикальних заземлювачів $h_B=0,8$ м, горизонтальних $h_r=0,8$ м.

Приблизне значення питомого опору ґрунту $\rho_{\text{табл}}=300$ омм.

Коефіцієнт сезонності для вертикальних заземлювачів: $K_{c.v.}=1,5$.

Коефіцієнт сезонності для горизонтального заземлювача: $K_{c.r.}=1,5$.

Розрахунковий питомий опір ґрунту $\rho_{\text{розр.г}} = \rho_{\text{тал}} * K_{c.v.} = 300 * 1,5 = 450$ ом м.

Розрахунковий питомий опір ґрунту $\rho_{\text{розр.г}}$ для горизонтального заземлювача $\rho_{\text{тал}} * K_{c.v.} = 300 * 3,5 = 1050$ ом м.

Відстань від поверхні землі до середини вертикальних заземлювачів t :

$$t = h_B + I_B / 2 = 0,8 + 3 / 2 = 2,3 \text{ м.}$$

Опір розтіканню струму в одному вертикальному заземлювачі:

$$R_g = 0,366 * \frac{\rho_{розрв}}{L_g} * \left\{ \lg \frac{2L}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4h + L_g}{4h - L_g} \right\}, \text{ Ом}$$

$$R_g = 0,366 * \frac{450}{3} * \left\{ \lg \frac{2 * 3}{0,04} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 * 2,3 + 3}{4 * 2,3 - 3} \right\} = 135 \text{ Ом}$$

Визначаємо кількість труб без врахування коефіцієнта використання $\eta_{г.г.}$, тобто $\eta_{г.г.} = 1$. Опір заземлення $R_d = 4$ Ом. Тоді кількість труб:

$$n_{тв} = \frac{R_g}{R_d * \eta_{г.г.}} = \frac{135}{4 * 1} = 33 \text{ шт.}$$

Приймаємо $\eta_{г.г.} = 0,42$ (при $\eta_{г.г.} = 33$ та $L_B / I_B = 1$).

Визначаємо кількість труб з врахуванням коефіцієнта використання

$$\eta_{н.в.} = \frac{R_g}{R_d * \eta_{г.г.}} = \frac{135}{80 * 0,42} = 80$$

Визначаємо розрахунковий опір розтіканню струму у вертикальних заземлювачах без врахування з'єднуючої стрічки.

$$R_{розрв.} = \frac{R_g}{\eta_{н.в.} * \eta_{г.г.}} = \frac{135}{80 * 0,42} = 4 \text{ Ом.}$$

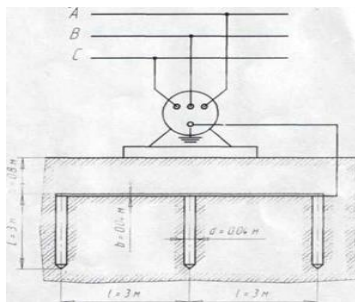


Рис.4.1. Схема захисного заземлення

Визначаємо L_B – відстань між вертикальними заземлювачами

$L_B / I_B = 1$. Звідси $L_B = 1 * I_B = 1 * 3 = 3$ м.

Визначаємо довжину з'єднувальної стрічки $L_{з.с}$ – горизонтального заземлювача

$L_{з.с.} = 1,05 * (\eta_{н.в.} - 1) = 1,05 * 3 * (80 - 1) = 249$ м.

Визначаємо опір розтіканню струму у горизонтальному заземлювачі.

Приймаємо $\eta_{e.z.} = 0,19$ (з табл..)

$$R_{z.z.c.} = 0,366 * \frac{\rho_{розг}}{L_{p/c}} * \lg \frac{2 * L_{z.c}^2}{b_c * h_z},$$

$$R_{п.} = 0,366 * \frac{1050}{249} * \lg \frac{2 * 249^2}{0,8 * 0,04} = 8 \text{ Ом.}$$

Визначаємо розрахунковий опір розтіканню струму у горизонтальному заземлювачі при числі електродів $\eta_z = 1$:

$$R_{розрз.} = \frac{R_{z.z.c.}}{\eta_z * \eta_{e.z.}} = \frac{8}{1 * 0,19} = 42 \text{ Ом}$$

Визначаємо розрахунковий теоретичний опір розтіканню струму у вертикальних горизонтальних заземлювачах:

$$R_{розрв.z.} = \frac{1}{\frac{1}{R_{розрв.}} + \frac{1}{R_{розрз}}} = \frac{1}{\frac{1}{4} + \frac{1}{42}} = 3,7 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

4.3. Небезпечні чинники та відмови у роботі віброживильника.

Небезпечними факторами називають такі чинники життєвого середовища, які призводять до травм, опіків, обморожень, інших пошкоджень організму або окремих його органів і навіть до раптової смерті.

Існування джерела небезпеки свідчить передусім про існування або ж можливість утворення конкретної небезпечної ситуації, при якій буде причинена шкода. До матеріальних збитків, пошкодження, шкоди здоров'ю, смерті або іншої шкоди приводить конкретний вражаючий фактор.

Під вражаючими факторами розуміють такі чинники життєвого середовища, які за певних умов завдають шкоди як людям, так і системам життєзабезпечення людей, призводять до матеріальних збитків. За своїм походженням вражаючі фактори можуть бути фізичні, в тому числі енергетичні, хімічні, біологічні, соціальні та психофізіологічні. Залежно від

наслідків впливу конкретних вражаючих факторів на організм людини вони в деяких випадках поділяються на шкідливі та небезпечні.

Шкідливими факторами прийнято називати такі чинники життєвого середовища, які призводять до погіршення самопочуття, зниження працездатності, захворювання і навіть до смерті як наслідку захворювання.

Дія шуму може спричинити нервові, серцевосудинні захворювання, виразкову хворобу, порушення обмінних процесів та втомлюваність, загальну слабкість, роздратованість, апатію, послаблена пам'ять, погану розумову діяльність.

Вібрація - загальнобіологічний шкідливий чинник, що призводить до фахових захворювань - віброзахворювань, лікування котрих можливо тільки на ранніх стадіях. Хвороба супроводжується стійкими порушеннями в організмі людини (опорно-руховий апарат, необоротні зміни в кістках і суглобах, зсуви в черевній порожнині, нервово-психічній сфері). Людина частково або цілком утрачає працездатність. По способі передачі на людину вібрація підрозділяється на загальну і локальну. Загальна - діє через опорні поверхні ніг на весь організм у цілому. Локальна - на окремі ділянки тіла. Загальну поділяють по характері передачі на: транспортну(при прямуванні машин); транспортно-технологічну (при виконанні роботи машиною прямування: кран, бульдозер); технологічну (при роботі механізмів і людина знаходиться поруч).

Електричні прилади, установки, обладнання, з якими людина має справу, становлять для неї велику небезпеку, яка посилюється тим, що органи чуття людини не можуть на відстані виявити наявність електричної напруги, як, наприклад, теплову, світлову чи механічну енергію. Тому захисна реакція організму виявляється тільки після безпосереднього потрапляння під дію електричного струму. Другою особливістю дії електричного на організм людини є те, що струм, проходячи через людину, діє не тільки в місцях контактів і на шляху протікання через організм, а й викликає рефлекторні порушення нормальної діяльності окремих органів (серцево-судинної системи, системи дихання). Третя особливість – це

можливість одержання електротравм без безпосереднього контакту із струмопровідними частинами – при переміщенні по землі поблизу ушкодженої електроустановки (у випадку замикання на землю), ураження через електричну дугу. Внаслідок дії електричного струму або електричної дуги виникає електротравма. Електротравми умовно поділяють на загальні і місцеві. До місцевих травм належать опіки, електричні знаки, електрометалізація шкіри, механічні пошкодження, а також електрофтальмія (запалення очей внаслідок впливу ультрафіолетових променів електричної дуги). Загальні електротравми називають також електричними ударами. Вони є найбільш небезпечним видом електротравм. При електричних ударах виникає збудження живих тканин, судомне скорочення м'язів, параліч м'язів опорно- рухового апарату, м'язів грудної клітки (дихальних) тощо.

4.4. Заходи подолання небезпечних і шкідливих факторів під час роботи віброживильника.

Законодавство України про забезпечення захисту від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів базується на Конституції України, цього Закону, закону України “Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення” та інших нормативно-правових актів та санітарних норм. Кожна людина, яка проживає або тимчасово перебуває на території України, має право на захист від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів. Це право забезпечується здійсненням комплексу заходів щодо запобігання впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів на організм людини вище ніж встановлені санітарні норми, компенсацією за перевищення встановлених санітарних норм, та відшкодування шкоди, заподіяної внаслідок впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів. Громадяни України мають право на отримання інформації щодо рівнів шуму, вібрації та інших фізичних факторів в місцях їх проживання, відпочинку чи роботи від відповідних органів виконавчої влади, до відання яких належать функції захисту людини від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів згідно з законодавства.

Щодо забезпечення захисту людини від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів належать:

- розроблення і впровадження санітарних норм та правил, виконання яких забезпечує безпечні умови життя людини безпечно здійснення практичної діяльності;

- здійснення методичного керівництва діяльності державної системи обліку та контролю за санітарними нормами шуму, вібрації та інших фізичних факторів, які впливають на людину в процесі трудової діяльності чи відпочинку;

- організація і здійснення нагляду за виконанням заходів щодо захисту людини від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів на відповідних територіях місцевими органами виконавчої влади;

- організація проведення в установленому порядку щорічних обстежень з метою оцінки стану захисту людини від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів;

- організація контролю за виконанням заходів щодо захисту населення від шуму, вібрації та інших фізичних факторів та їх наслідків;

- забезпечення населення, в місцях його проживання, інформацією щодо рівнів шуму, вібрації та інших фізичних факторів (в разі перевищення санітарних норм) та заходів захисту від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів, що виникають на відповідній території;

- розроблення та впровадження регіональних програм захисту людини від впливу шуму, вібрації та інших фізичних факторів.

Шум на захищених об'єктах при здійсненні будь-яких видів діяльності не повинен перевищувати рівнів, установлених санітарними нормами для відповідного часу доби.

Робота машин, механізмів, обладнання, устаткування, що супроводжуються шумом, а також рух транспортних засобів у нічний час на захищених об'єктах і прилеглих до них територіях максимально обмежуються або здійснюються звукоізоляційні заходи щодо максимального

зниження рівнів шуму до встановлених санітарними нормами для відповідного часу.

Для запобігання і захисту від небезпечних факторів використовуємо наступні заходи, методи та способи:

1. Захист від шуму - досягається за допомогою: удосконалення кінематичних схем та конструкції вібротранспортера; проведення статичного та динамічного зрівноваження і балансування мас конвеєра; виготовлення деталей, що співударяються та корпусних деталей з неметалевих деталей; підвищення точності виготовлення деталей та якості складання вузлів транспортера; чергування металевих та неметалевих деталей; зменшення зазорів у з'єднаннях шляхом зменшення припусків; застосування змащення деталей, що труться; в лабораторії доцільно застосовувати навушники в цілях захисту людей.

2. Захист від резонансу та механічних небезпек можна шляхом: налаштування від резонансу обладнання даного віброконвейєра частотою 53 Гц; встановлення опор і щільне затягування болтових з'єднань на пружині; встановлення засобів блокування і відключення від струму транспортера при резонансі. Позитивним фактором у віброконвейєрі є відсутність обертового і поступальних рухів.

3. Захист від вібрації: відлагодження від режиму резонансу, для послаблення вібрацій істотне значення має запобігання резонансним режимом роботи з метою включення резонансу з частотою змушувальної сили; вібродемпферування, цей метод зниження вібрацій реалізується у нашому пристрої перетворенням енергії механічних коливань коливної системи в теплову енергію; віброізоляція, полягає у зниженні передачі коливань від віброконвейєра до об'єкту-лаборанта, що знаходиться, шляхом введення в коливну систему додаткового пружнього зв'язку.

4. Захист від ураження електричним струмом: електроізоляція провідників; відсутність прямого контакту людини з електропровідними частинами обладнання; заземлення та занулення транспортера; використання запобіжного автоматичного пристрою та струму частотою 50Гц.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ

Розрахунок техніко-економічних показників базується на визначенні показників: терміну окупності капіталовкладень, річного економічного ефекту, рівня рентабельності виробництва, прибутку, економії затрат праці, рівня механізації, собівартості продукції, експлуатаційних і виробничих затрат.

Одним із основних критеріїв економічної оцінки технологічного рішення є термін окупності, який визначається як відношення сумарних капітальних витрат $K_{\text{кап}}$ (грн.) до річного прибутку Π (грн.):

$$T = \frac{K_{\text{кап}}}{\Pi}; \quad (5.1)$$

$$T = \frac{318200}{297122,49} = 1,07 \text{ роки.}$$

Наступним показником, який може характеризувати економічну ефективність виробництва заданого виду продукції є рівень рентабельності. Він характеризує прибутковість підприємства. Рентабельність визначається відношенням прибутку Π до загальних затрат на виробництво продукції Z :

$$P_p = \frac{\Pi}{Z} \cdot 100; \quad (5.2)$$

$$P_p = \frac{297122,49}{240477,51} \cdot 100 = 123,6 \text{ \%}.$$

Прибуток визначається як різниця грошових надходжень Γ_n і загальних затрат на виробництво продукції Z :

$$\Pi = \Gamma_n - Z; \quad (5.3)$$

$$\Pi = 237600 - 240477,51 = 297122,49$$

Грошові надходження від використання вібротранспортера, середньої реалізаційної ціни поданого насіння визначається, як добуток

кількості виробленої продукції N_0 (кг) на цінуї подачі $C_{пр}$ (грн./шт) ($C_{пр}=2,8$ грн./кг):

$$Г_n = N_0 \cdot C_{пр}; \quad (5.4)$$

$$Г_n = 192000 \cdot 2,8 = 537600 \text{ грн.}$$

Загальні витрати на використання вібротранспортера визначається за формулою:

$$З = З_n + З_{н}; \quad (5.5)$$

$$З = 218615,91 + 21861,6240477,51 \text{ грн.}$$

де $З_n$ – прямі затрати на виробництво продукції, грн.;

$З_{н}$ – непрямі затрати на виробництво продукції, грн.

Прямі затрати на виробництво продукції визначаються як:

$$З_n = З_e + A_б + B_c + B_m; \quad (5.6)$$

де $З_e$ – експлуатаційні затрати на подачу продукції, грн. (З звіту роботи дільниці з пакування насіння заробітна плата 1 працівника 23520 грн.);

$A_б$ – амортизаційні відрахування на будівлі і споруди, грн.;

B_c – вартість сировини, що необхідна для виробництва продукції, грн.;

B_m – вартість машини, грн.;

Таблиця 5.1

Вартість комплектуючих одиниць

№ п / п	Назва основних матеріалів, напів фабрикатів і комплект. виробів	Одиниці вимірювання	Норма витрат на 1 виріб (одиниці вимірювання)	Ціна за, одиницю вимірювання грн.	Вартість осн. матеріалів, і комплектуючих з урахуванням транспортних витрат*
1	Металопрокат	Тони	0,03	18530	555,9
2	Електро-магніт	Шт	1	730	730
3	Пружні	Шт	2	78	156

	елементи				
4	Кронштейни під пружні елементи	Шт	4	74	296
5	Кріпильні елементи та стандартні комплектуючі	Шт	30	6,3	189
6	Засоби обробки поверхонь	кг	2	120	240
Разом за розрахунком матеріалів					2166,9
Вартість транспортно-заготівельних витрат складає 3% від вартості матеріалів.					65,01
Вартість машини					2231,91

$$Z_n = 23520 + 864 + 211200 + 2231,91 = 218615,91 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування на будівлі визначаються за формулою:

$$A_{\sigma} = \frac{B_{\sigma}}{T_e}; \quad (5.7)$$

де B_{σ} – балансова вартість будівлі, грн.;

T_e – термін експлуатації будівлі, років (приймається 50 років).

$$A_{\sigma} = \frac{43200}{50} = 864 \text{ грн.}$$

Балансова вартість будівлі вибирається з довідників, нормативних документів, або розраховується за формулою:

$$B_{\sigma} = V_{\sigma} \cdot Z_{\sigma}; \quad (5.8)$$

де V_{σ} – будівельний об'єм, м³;

Z_{σ} – будівельні затрати на 1 м³ (приймаємо 600 грн./м³).

$$B_{\sigma} = 72 \cdot 600 = 43200 \text{ грн.}$$

Вартість подачі насіння, для виробництва визначається за формулою:

$$B_c = N_0 \cdot C_0; \quad (5.9)$$

де N_0 – річна кількість насіння, що пакується (середня за номінальною продуктивністю 2 кг/хв., кількість робочих днів 200), $N_0 = 60 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 200 = 192000$ кг;

C_0 – вартість подачі насіння, грн./кг. (Приймаємо $C_0 = 1,1$ грн/кг)

$$B_c = 192000 \cdot 1,1 = 212000 \text{ грн.}$$

Непрямі затрати на виробництво продукції становлять 10 % відпрямих, тому

$$Z_n = Z_n \cdot 0,1; \quad (5.10)$$

$$Z_n = 218615,91 \cdot 0,1 = 21861,6 \text{ грн.}$$

Собівартість подачі одиниці продукції визначається за формулою:

$$B_n = \frac{Z}{N_0}; \quad (5.11)$$

$$B_n = \frac{240477,51}{192000} = 1,25 \text{ грн./т.}$$

Для визначення терміну окупності капітальних вкладень необхідно визначити їх розмір за формулою:

$$K_{\text{кап}} = B_0 + B_{\bar{\sigma}}; \quad (5.12)$$

де B_0 – вартість технологічного обладнання, грн. (З звіту роботи ділянки з пакування насіння 2750000грн).

$$K_{\text{кап}} = 275000 + 43200 = 318200 \text{ грн.}$$

Отже, термін окупності капітальних вкладень для запропонованого вібротранспортера буде становити 1,7 роки.

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ;

У даному дипломному проєкті проаналізовано літературні джерела та здійснено огляд існуючих типів живильників для сипких матеріалів, які використовуються у технологічних процесах різних галузей промисловості. Наведено опис конструкції та принцип роботи лоткових вібраційних живильників спрямованої дії.

На підставі проведеного аналізу сформульовані рекомендації щодо проєктування таких засобів та умови їх динамічної рівноваги. Виконаний розрахунок конструкції вібраційного живильника виконаного за двомасовою схемою, його пружної системи та електромагнітного вібраційного збудувача коливань.

Розглянуто основні небезпечні чинники, які можуть вплинути на стан охорони праці під час роботи вібраційних пристроїв. Запропоновані заходи щодо зменшення шкідливого впливу вібрації на роботу обладнання та обслуговуючий персонал.

Для запроектованого віброживильника проведений розрахунок техніко-економічних показників його застосування на виробництві. Термін окупності від впровадження даного пристрою становить 1,7 років, що є цілком прийнятним.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Коруняк П.С. Транспортувальні машини. Основи конструювання та розрахунку вібраційних транспортувальних машин / П.С. Коруняк, І.І. Ніщенко, І.С. Керницький.: Навч. посібник – Львів: «Сполом», 2017. – 244 с.
2. Коруняк П.С. Автоматизоване вібраційне маніпулювання виробами та вібротранспортувальними / І.С. Керницький, І.І. Ніщенко.: Монографія. – Львів: 2021. – 256 с.
3. Повидайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання / В.О. Повидайло.: Львів. Вид. Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
4. Силин Р.И. Автоматизация производственных процессов в машиностроении / Р.И. Силин.: Учебное пособие. – Хмельницкий: ХНУ, 2004. – 270 с.
5. Кодра Ю.В. Завантажувальні пристрої технологічних машин. Розрахунок і конструювання / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько, О.В. Гаврильченко.: Навч. посібник / За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Вид. «Бескид Біт», 2008. – 356 с.
6. Коруняк П.С., Технологічні процеси та виробничі машини / І.С. Керницький, С.Й. Ковалишин, Е.Х. Кода, Х.П. Коруняк, С.М. Баранович, І.Г. Стукалець, Р.Б. Шеремета.: Підручник. – Львів: 2022. – 452 с.
7. Коруняк П.С. Вібраційні машини у виробничих процесах і технологіях / П.С. Коруняк, І.С. Керницький.: Навч. посібник – Львів: Видавництво «Сполом», 2019. – 436 с.
8. Ярошевич, М.П. Динаміка розбігу вібраційних машин дебалансним приводом / М.П. ЯрошевичТ.С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
9. Заика, П.М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах / П.М. Заика. – Киев: Украинская СХА, 1998. – 625 с.