

Заклад вищої освіти „Подільський державний університет”
Факультет енергетики та інформаційних технологій
Кафедра електротехніки, електромеханіки і електротехнологій

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОСЕПАРАТОРА»

Виконав:

здобувач вищої освіти денної форми навчання освітнього ступеня «Магістр», освітньо-професійної програми «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

БОРЩЕВСЬКИЙ Роман Віталійович

Керівник канд. техн. наук, доцент

ДУМАНСЬКИЙ Олександр Васильович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____ Шкала ECTS _____

« ____ » _____ 2025 р.

Допускається до захисту:

« ____ » _____ 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми
«Електроенергетика, електротехніка
та електромеханіка» спеціальності
141 «Електроенергетика, електротехніка
та електромеханіка»
канд. техн. наук, доцент

Павло ПОТАПСЬКИЙ

Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
Факультет енергетики та інформаційних технологій
Кафедра електротехніки, електромеханіки і електротехнологій
Освітній ступінь «Магістр»
Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри,

_____ Ігор ГАРАСИМЧУК

« ____ » _____ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
здобувачу вищої освіти**

БОРЩЕВСЬКОМУ Роману Віталійовичу

1. Тема роботи: «РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОСЕПАРАТОРА»

2. Керівник роботи: канд. техн. наук, доцент ДУМАНСЬКИЙ Олександр Васильович

Затверджено наказом ЗВО «ПДУ» від 24 березня 2025 року №162с.

Тема кваліфікаційної роботи уточнена згідно наказу ЗВО «ПДУ» від 19 листопада 2025 року №1331с «Про зміни до наказу №162с від 24 березня 2025 року».

Строк подання закінченої роботи 25 листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: науково-технічна література, довідникова література, маса коливних частин спірального лотка вібросепаратора 60,4 кг, межі зміни статичного моменту балансів 0-0,068 кг/м; кутова швидкість електродвигуна привода вібросепаратора 146,6 с⁻¹, номінальна потужність 3000 Вт, номінальна напруга живлення 220/380 В, номінальна частота обертання робота електродвигуна 950 об/хв.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

ВСТУП

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ
2. РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА
3. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ВІБРОСЕПАРАТОРА
4. РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ СЕПАРАТОРА
5. ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

7. Перелік графічного матеріалу

Презентаційні матеріали за розділами кваліфікаційної роботи

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
3	Доцент ПОТАПСЬКИЙ П.В.		

7. Дата видачі завдання 02 липня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Етапи кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів КР	Підпис керівника
	ВСТУП	10.07.25	
1	АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ	29.07.25	
2	РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОВОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА	15.08.25	
3	РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ВІБРОСЕПАРАТОРА	20.09.25	
4	РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ СЕПАРАТОРА	22.10.25	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ	01.11.25	
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	18.11.25	
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	25.11.25	

Здобувач вищої освіти

Роман БОРЩЕВСЬКИЙ

Керівник, к.т.н., доцент

Олександр ДУМАНСЬКИЙ

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ	10
1.1 Огляд конструкції вібраційних сортувальників	10
1.2. Багатокомпонентний вібраційний сепаратор	21
Висновки до розділу 1	25
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА	26
Висновки до розділу 2	34
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРИВОДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ВІБРОСЕПАРАТОРА	35
3.1 Попередні розрахунки	35
3.2. Розрахунок приведених моментів інерції	40
3.3. Перевірка приводного двигуна за перевантажувальною здатністю та нагріванням	41
3.4. Розрахунок і побудова механічних характеристик	42
Висновки до розділу 3	47
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ СЕПАРАТОРА	48
4.1. Обґрунтування вибору керованих величин системи автоматичного керування	48
4.2. Розробка системи автоматичного керування електромеханічним приводом	50
Висновки до розділу 4	56

	Стор.
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ	57
5.1 Огляд впливу вібрації на людський організм	57
5.2 Розрахунок віброізоляції вібросепаратора	63
5.3 Техніко-економічні показники	65
Висновки до розділу 5	70
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	73
ДОДАТКИ	76

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота на тему “ РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОСЕПАРАТОРА ” виконана здобувачем вищої освіти ОС «Магістр» спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» БОРЩЕВСЬКИМ Романом Віталійовичем на факультеті енергетики та інформаційних технологій ЗВО «ПДУ», рік захисту 2025.

Робота містить 75 аркушах, 7 таблиць, 22 рисунки, а список використаних джерел містить 26 найменувань.

В кваліфікаційній роботі написаний вступ, зроблений огляд конструкції вібраційних сепараторів, розроблено та досліджено регульований електромеханічний привід вібраційного сепаратора, виконані розрахунки та вибір приводного електродвигуна вібросепаратора, розроблена та досліджена система автоматизованого керування електроприводом вібраційного сепаратора, написаний розділ з охорони праці та техніко-економічних показників, зроблені висновки за темою кваліфікаційної роботи, оформлено список використаних джерел.

Ключові слова: Сепаратор, вібрація, очищення, електропривод, регулювання, електродвигун, автоматизація, охорона праці, безпека.

АНОТАЦІЯ

В роботі розглянуті технологічні особливості очищення зерна за допомогою вібросепараторів, удосконалено конструкцію спірального вібросепаратора, уточнена математична процесу його роботи, розраховано та вибрано приводний електродвигун, здійснена його перевірка та побудовані механічні характеристики, розроблена схема автоматичного керування регульованим електромеханічним електроприводом з вертикальним дебалансним валом, розроблені заходи техніки безпеки при роботі на вібросепаратора, проведено розрахунок економічної ефективності впровадження вібраційного сепаратора у виробництво.

SUMMARY

The work considers the technological features of grain cleaning using vibrating separators, improves the design of the spiral vibrating separator, clarifies the mathematical process of its operation, calculates and selects the drive electric motor, tests it and constructs its mechanical characteristics, develops a scheme for automatic control of an adjustable electromechanical electric drive with a vertical unbalance shaft, develops safety measures when working on a vibrating separator, and calculates the economic efficiency of introducing a vibrating separator into production.

ВСТУП

Зерно, що надходить на приймальні та переробні підприємства, часто містить домішки — зерно інших культур, частинки соломи, насіння бур'янів, пісок, ґрунтові грудочки та пил. Ці домішки погіршують якість продовольчого та насіннєвого зерна, ускладнюють його зберігання та можуть призвести до підвищення вологості, самозігрівання, пліснявіння та погіршення посівних і товарних якостей. Несвоєчасне і неякісне очищення зерна може спричинити серйозні проблеми.

Процес післязбиральної обробки зерна включає очищення, сортування та сушіння з доведенням показників до базисних кондицій. Очищення зерна є важливим етапом у технологічних процесах виробництва борошна, круп, спирту, біоетанолу та комбікормів. Основною задачею є очищення зерна від різноманітних домішок, зокрема від часток ґрунту, пісочних частинок і пилу, які потрапляють в зерно під час збирання врожаю, а також через взаємодію зерна з транспортними і переробними механізмами.

Актуальність теми полягає в тому, що на сучасних елеваторах післязбиральна обробка зерна передбачає кілька етапів: попереднє очищення, сушіння вологого зерна, зберігання, доочищення сухого зерна для доведення до необхідних кондицій перед відправленням. Хоча очищення та сортування зерна складає не більше 10% від загальних витрат на виробництво, неякісне виконання цих операцій може призвести до великих економічних втрат, що значно перевищують витрати на їх проведення.

У контексті обмеженості енергоресурсів України, розробка нових енергоощадних машин для очищення зерна є важливою народногосподарською задачею. Відповідно до досліджень, надання вібрації частинкам зерна під час очищення дозволяє істотно знизити енергозатрати цього процесу.

Мета роботи полягає в науковому обґрунтуванні та вдосконаленні методики розрахунку електромеханічного резонансного приводу для коливань спірального вібросепаратора, що дозволяє мінімізувати енергозатрати на збудження коливань

та забезпечити високу якість сепарації при автоматичному підтриманні технологічних параметрів.

Об'єкт дослідження — технологічний процес роботи електромеханічного віброприводу вібросепаратора, що забезпечує підтримання резонансного режиму роботи і постійну швидкість вібротранспортування зерна по решітному стану.

Предмет дослідження — електромеханічний резонансний привод коливань решітного стану спірального вібросепаратора.

Для проведення теоретичних досліджень застосовувалися методи системного аналізу, а для обробки експериментальних даних використовувалися методи прогнозування та інтерполяції.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ

1.1 Огляд конструкції вібраційних сортувальників

У сучасних умовах зернового ринку виробники зерна змушені мати в своєму арсеналі широкий набір техніки: не лише для обробітку ґрунтів та збору врожаю, а й для подальшої обробки зібраного зерна, зокрема для його сепарації. Спочатку може здатися, що для кожного етапу технологічного процесу потрібно мати окрему машину. Однак закупівля трьох різних типів сепараторів призведе до значних фінансових витрат не тільки на їх придбання, а й на організацію їхнього розміщення, що може перевищити вартість самого обладнання. Враховуючи це, більшість інвесторів обирають універсальні сортувальники, здатні виконувати кілька функцій одночасно, що дозволяє зменшити витрати.

Задоволення попиту на багатофункціональні технології часто ставить виробників зерноочисної техніки перед необхідністю заявляти про універсальність своїх моделей. Однак на практиці це не завжди відповідає реальним можливостям обладнання. У цьому розділі буде проведено детальний аналіз конструкцій доступних на ринку сепараторів, із зосередженням на їх здатності ефективно пропускати фракції через ситові отвори, виконувати необхідні технологічні операції, а також на їх місце в загальному ланцюгу обробки зерна, включаючи підготовку насіння, зберігання та переробку.

Для первинного (грубого) очищення зерна використовуються моделі, такі як МПО-50, МПО-100 та СПО-50, які застосовують однакову технічну схему. Ця схема передбачає наявність скальпатора на основі безперервної сітки типу «рабиця», а також пневматичної секції з рециркуляцією повітряного потоку (рис. 1.1).

Рисунок 1.1 – Схема роботи машини попередньої очистки зерна МПО-50М:

1 – завантаження зерна, 2 – вентилятор, А – очищене зерно, В – легкі домішки, С – крупні домішки.

Схема роботи машини попередньої очистки зерна МПО-50М:

зерновий ворох по зернопроводу надходить в приймальну камеру МПО-50М, з якої рівномірним шаром надходить на сітчастий транспортер;

зерновий ворох проходить крізь сітчастий транспортер, відділяючись від великих домішок. Розмір чарунки транспортера - від 4 до 19 мм;

великі домішки по транспортеру потрапляють в бункер, звідки виводяться з машини попередньої очистки зерна МПО-50М вниз;

сітчастий транспортер регулярно струшується для забезпечення інтенсифікації очищення зерна;

зерно після проходження крізь сітчастий транспортер розділяється на два потоки і потрапляє в аспіраційний канал;

потік повітря, створюваний вентилятором, проходить крізь потік зерна, підхоплюючи легкі домішки. Потужність потоку повітря регулюється. Це найбільш ефективний спосіб видалення легких домішок;

в осадовій камері легкі домішки відділяються від потоку повітря за рахунок відцентрової сили. Чисте повітря надходить знову в вентилятор, а легкі домішки

виводяться з машини для попередньої очистки зерна МПО-50М вниз;

чисте зерно вивантажується з машини попередньої очистки зерна МПО-50М вниз самопливом через спеціальний клапан.

Машини, такі як А1-БІС-100, А1-БЛС-150, БСХ-100, СБП-100-01, Р6-СВС-100 та SMA-20, мають подібну конструкцію і призначені для очищення зерна в умовах елеваторних комплексів. Однак через відсутність на першому етапі технологічного процесу механізмів для виділення легких домішок, ці машини не підходять для первинної обробки свіжо зібраного зерна. Враховуючи це, виробники рекомендують інтегрувати в лінію попередні сепаратори або скальператори перед використанням таких машин. Особливістю цих сепараторів є те, що їх решітки виконують зворотно-поступальні коливання, що створює спіральну траєкторію руху зерна по решету (рис. 1.2).

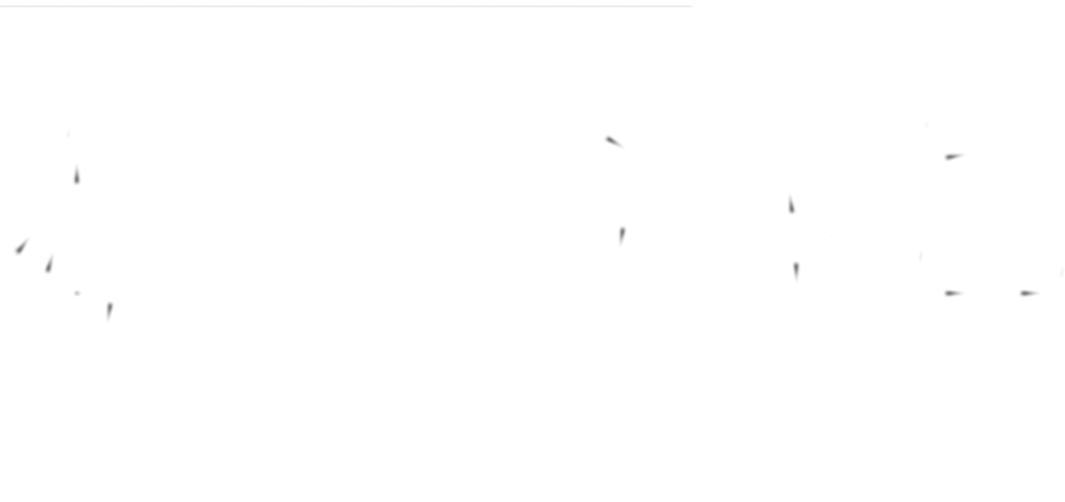


Рисунок 1.2 – Шлях переміщення зернини з урахуванням динамічного тиску

Внаслідок цього видовжені частки зерна орієнтуються вздовж цієї траєкторії, що постійно змінюється, і майже не потрапляють у отвори решета. Як результат, ефективність виділення дрібних фракцій не перевищує 30-50%. Це означає, що при одному проході через сепаратор вдається виділити лише половину домішок. Для покращення результатів, намагаються використовувати різноманітні варіанти отворів, наприклад шахові або у формі шеврону, але це не дає значного підвищення ефективності. Єдиним способом підвищити результативність є збільшення площі ситової поверхні, шляхом використання

більшої кількості решіт і їхнього розташування за принципом розсіювання. Однак такий підхід призведе до створення сепаратора, схожого на зерновий розсів, наприклад, А1-БСФ-50. Це підтверджують моделі сепараторів БСХ-200, БСХ-300, виготовлені Хорольським машинобудівним заводом, а також ТАС. Модель ТАС-2104-01 (виробництво Schmidt-Seeger AG, Німеччина) має загальну площу решіт 44 м² при довжині 2 м. Пропускна здатність цього сепаратора на етапі попереднього очищення становить 120 т/год, а на сортуванні пивоварного ячменю – 40-50 т/год, що є досить скромним результатом для такого обладнання.

Одним із розповсюджених типів конструкцій зернових сепараторів є циліндричні барабани, такі як КБС-1270, БЦС, ОЗБ. Проте у цих решіток є суттєвий недолік: при великій площі сит, зерно проходить лише через невелику частину, що складає всього 15-20% від загальної площі решета. Щоб забезпечити рух зернової маси від зони завантаження до зони вивантаження, необхідно нахилити вісь барабана на 2-5° або додавати вібраційні коливання. В першому випадку утворюються громіздкі конструкції з низькою ефективністю. Наприклад, сепаратор КБС-1270 має площу решета 20 м² при габаритах 7750x2236x3600 мм і є одним із найбільших. У випадку використання вібрацій, конструкція стає занадто складною та ненадійною, з високим споживанням витратних матеріалів, таких як решета і очисні валики.

До категорії циліндричних сепараторів можна віднести й скальператори типу А1-БЗО, але їхня функція обмежується лише видаленням сторонніх предметів з зернової маси. Вони не здатні здійснювати очищення або калібрування зерна, виконуючи роль захисного бар'єра для запобігання потраплянню більш великих домішок у подальші етапи обробки.

Одним із новітніх трендів у технології є пневмосепаратори, такі як "Алмаз-С", СПС-10, САД та інші схожі моделі. Основний принцип їх роботи досить простий: зерно після потрапляння в приймальний бункер за допомогою віброрізка рівномірно подається в потік повітря, що рухається горизонтально з певною швидкістю. Завдяки різним аеродинамічним властивостям частинок зерна та домішок, вони розсіюються по різних відстанях і потрапляють у відповідні

приймачі для кожної фракції (рис. 1.3).

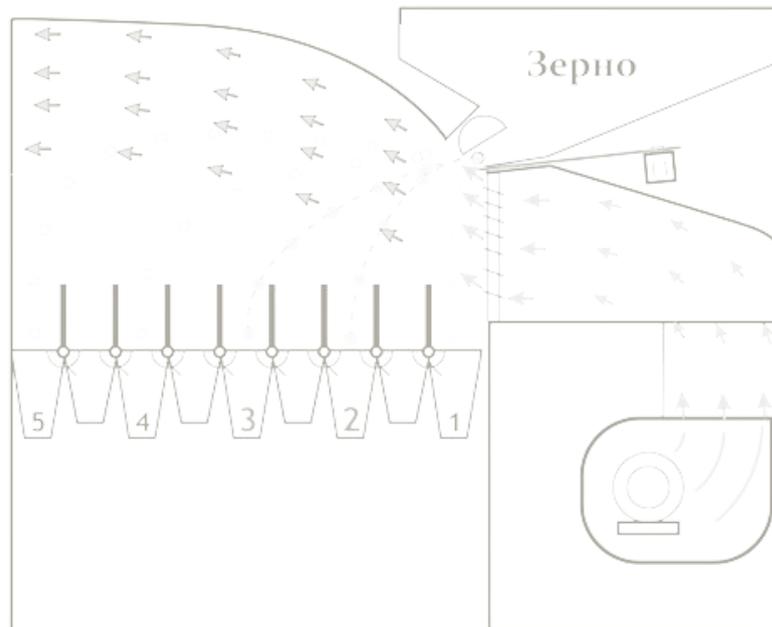


Рисунок 1.3 – Схема роботи пневмосепаратора

Головною відмінністю цих пневмосепараторів є використання горизонтального, а не вертикального потоку повітря. З практичного та теоретичного боку, таких пристроїв не можна вважати справжньою інновацією — результат роботи цих систем цілком передбачуваний. Такий метод нагадує процес ручного відокремлення легких домішок і пусого зерна, коли, наприклад, за допомогою слабого вітру очищають насіння соняшнику. Цей спосіб ефективний лише для видалення легких домішок та порожнього зерна, але не дає змоги здійснити більш глибоке очищення.

Щодо сортування зерна за густиною (питомою вагою) можна вважати не більше ніж маркетинговим ходом. Відкриті джерела випробувань свідчать, що густина двох зернових фракцій відрізняється в межах похибки вимірювань. Однак, розмови про поділ зерна за густиною створюють уявлення про неймовірні врожаї, що є помилковим. Врожайність залежить не лише від густини насіння, а й від багатьох інших факторів. Тому, коли пневмосепаратор позиціонується як пристрій для первинного очищення та сортування зерна, а також як лінія для підготовки насіння, це виглядає, м'яко кажучи, недоречно.

Насправді, пневмосепаратор має своє місце лише на етапі фінального повітряного очищення зерна в процесі післяжнивної обробки та сортування.

Багато зерноочисних апаратів, що виконують всі технологічні етапи, вже мають вбудоване повітряне очищення, і точна його настройка може дати такий самий результат, як і у пневмосепаратора. Однак, слід зазначити важливу перевагу таких пневмосепараторів — їх економічна вигідність для виробників при помірній ціні для покупців. Це, у поєднанні з ефективною рекламою, дозволяє забезпечити значні обсяги продажів.

Основною частиною багатьох зерноочисних машин є повітряно-решітні сепаратори. Ці пристрої вже давно виготовляються та постійно удосконалюються як в Україні, так і за кордоном. Відомими виробниками цього типу сепараторів є "Воронежсільмаш", датська компанія Cimbria, німецька Petkus, французька Denis і данська Damas. Для коректного порівняння варто звернути увагу на зернові сепаратори, призначені саме для попереднього очищення та підготовки насіння до посіву. З асортименту компанії Cimbria особливу увагу заслуговує універсальний сепаратор DELTA 146 Combi (рис. 1.4).

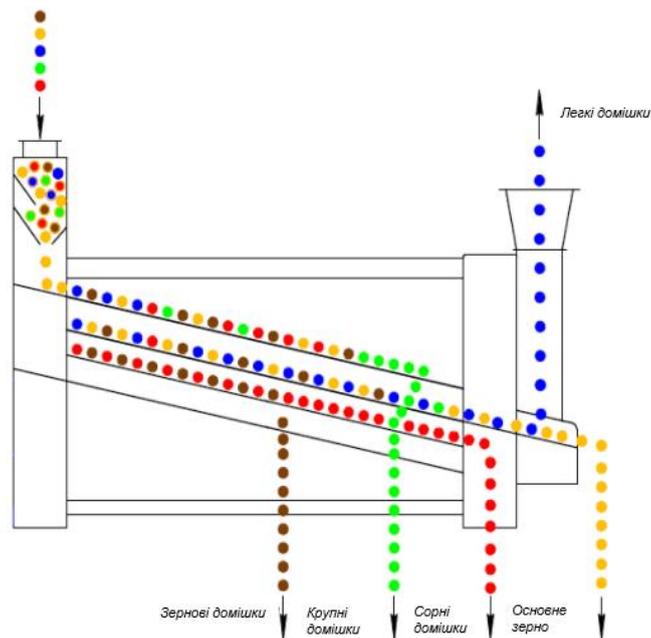


Рисунок 1.4 – Схема повітряно-ситового сепаратора

Сепаратор складається з станини, до якої підвішений на плоских пружинах ситовий корпус з трьома похилими ситами, розташованими одне під іншим. У верхній частині розміщені приймальня камера, а також дві осадочні камери, з боків яких знаходяться вентилятори. Ситовий корпус наводиться в зворотно-поступальний рух від ексцентрикового валу, з'єданого з електродвигуном. Коротке

верхнє сито нахилене в протилежну від інших сит сторону.

Зерно безперервним потоком надходить в приймальну камеру, де шнеком рівномірно розподіляється по всій ширині сепаратора. Потім воно тонкою цівкою зсипається в ситовий корпус через аспіраційний канал. У ньому повітря захоплює легкі домішки і пил та забирає їх у осадочну камеру.

Під час роботи сепаратора ситовий корпус приводиться в коливальний рух. На ситах відділяються великі і дрібні домішки, а очищене зерно сходом з сит зсипається до бункеру.

Відомий світовий виробник Petkus представляє мультисепаратор M12/15, який за технічними характеристиками та конструкцією схожий на сепаратор DELTA 146 Combi. Проте у нього відсутня можливість регулювання кута нахилу сит. Данська компанія Damas випускає серію сепараторів OMEGA, які відрізняються різними варіантами комплектації решіт. Моделі з розширеними можливостями можуть мати до 30 квадратних метрів решітної поверхні, що дозволяє досягти вражаючої продуктивності — до 300 тонн на годину на етапі попереднього очищення. Однак для калібрування та доведення насіння слід використовувати інші модифікації цих сепараторів, тому питання багатофункціональності, як у моделей Cimbria або Petkus, тут не ставиться. Французька компанія Denis постачає на російський ринок модель зерноочисника NSD2, яка має пропускну здатність 50 т/год. Незважаючи на обмежене оснащення, цей апарат включає всі необхідні технологічні етапи і пропонується за прийнятною ціною.

Вібраційний чашковий сепаратор, зображений на рис. 1.5, складається з рами, що має нижню частину 1, на якій закріплені пружини 2. Верхня частина рами 3 спирається на ці пружини 2, а на пружини 4, що розташовані в її верхній частині, підтримується корпус 5, виконаний у вигляді вертикального циліндра. До супротивних боків цього циліндра прикріплені паралельні платформи 6, на яких зафіксовані ексцентрикові вібратори 7. Ексцентрики 7 можна орієнтувати під різними кутами від 0 до 180° щодо центральної осі платформ, що дозволяє створювати різні типи коливань. Приводні електродвигуни 8 закріплені на верхній частині рами 3 і можуть переміщатися разом з вібраторами 7 при зміні кута між

ними. Для регулювання амплітуди коливань можна зміщувати балансири 9 вібраторів 7. Ексцентрикові вібратори 7 покриті циліндричними кожухами 11, які кріпляться до верхньої частини рами 3. Над корпусом 5 монтується чаша 12 сепаратора з вертикальними циліндричними стінками 13. У центрі чаші 12 знаходиться циліндр 14, в який вставляється вивантажувальна труба 15, що може вертикально регулюватися.

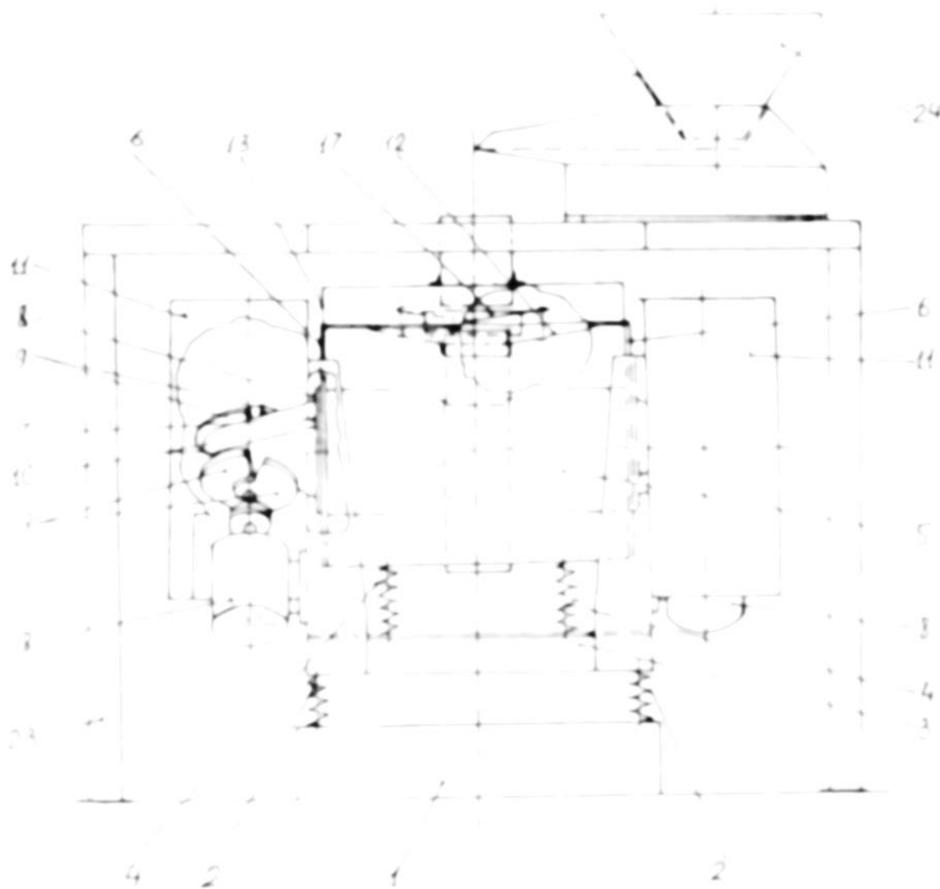


Рисунок 1.5 – Конструктивна схема вібраційного чашкового сепаратора

Процес роботи вібраційного чашового сепаратора виглядає наступним чином. При увімкненні електродвигунів 8 ексцентрикових вібраторів 7 на плоско-конічній поверхні чаші 12 утворюється гвинтоподібне коливання. Матеріал, що підлягає розділенню, потрапляє через завантажувальний бункер 20 на розподільний конус 17, де він рівномірно змішується і подається через циліндричну основу цього конуса на конічну частину чаші 12. При цьому матеріал, що потрапляє в чашу, викликає її обертання проти годинникової стрілки, внаслідок чого нижня частина жолоба 21 запобігає підйому великих і важких частинок по конічному дну чаші. Легші

частинки спірально рухаються вгору по жолобу 21 і виводяться через прямокутний отвір 22 у вертикальній циліндричній стінці 13. Більш важкі частки накопичуються в нижній частині чаші і виводяться через випускную трубу 15. Гумове кільце 19 надає захист, не дозволяючи дрібним частинкам потрапляти до важкого продукту.

Верхній край випускної труби 15 розташований нижче верхньої конічної частини чаші 12, а нижня частина гумового кільця 19 знаходиться нижче верхньої частини випускної труби. Кут відкриття розподільного конуса 17 більший за кут відкриття чаші 12, що забезпечує рівномірну подачу матеріалу без сегрегації на розподільному конусі. Така конструкція дозволяє уникнути скупчення матеріалу на конусі при зупинці сепаратора, що усуває необхідність очищення цієї частини.

Жолоби на центральній та конічній частинах чаші мають форму спіралі Архімеда, причому висота жолобів поступово зменшується від випускної труби 15 до периферії чаші. Спіральна форма жолобів дозволяє рівномірно переміщати частинки з різними фізичними властивостями: більші і важчі частинки залишаються на більш внутрішніх витках, тоді як легші частки викидаються через отвір 22.

Вібраційний сепаратор вертикального типу, що використовує повітряний потік для розділення сипучих матеріалів, показаний на рис. 1.7, складається з вертикальних пластин 1, закріплених на нерухомій рамі 2 пружинним підвісом 3. Пластини можуть регулювати кут нахилу від 0 до 90° за допомогою шарніра та кріплення 11. У верхній частині рами 2 розташований завантажувальний бункер 4 з регульованою заслінкою 5. Збоку встановлений вентилятор 8 з електродвигуном 10 і регулятором потоку повітря 9. Вібратор 6, що має регулятор амплітуди та напрямку коливань 7, жорстко закріплений на рамі 2 та пластинах 1. У нижній частині рами знаходиться збірний пристрій 13 для розділених фракцій.

Під час роботи матеріал потрапляє через заслінку 5 в простір між пластинами 1. Дія сили тяжіння, потоку повітря та коливань пластин рухають частки матеріалу. Легкі частки і пил виносяться потоком повітря і збираються в периферійній частині збірного пристрою 13. Важкі частки опускаються вниз і розподіляються по комірках 12 пристрою для збору. Можливість регулювання амплітуди коливань вібратора і потоку повітря дозволяє налаштувати машину для оптимальної роботи з різними

матеріалами, що забезпечує високу точність розділення при великій пропускній здатності.

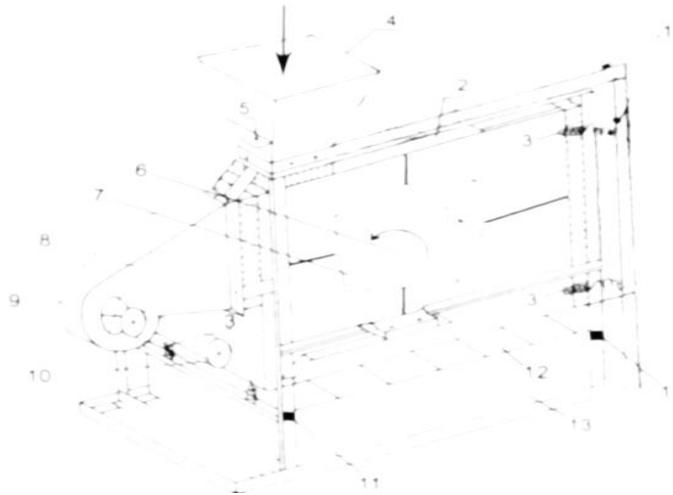


Рисунок 1.6 – Конструктивна схема вібросепаратора вертикального типу з повітряним потоком для розділення сипучих сумішей

На рис. 1.7 показано боковий розріз вібраційного пристрою, що приводиться в дію лінійним асинхронним двигуном (ЛАД). Платформа 1 закріплена на пружних підвісках 2 і 3, які, у свою чергу, змонтовані на опорній конструкції. Статор ЛАД складається з двох секцій 4 і 5, розміщених по боках деки та паралельно одна до одної. Ротор складається з ділянок 6 і 7, які жорстко приєднані до деки, і з'єднані пружними елементами 8 і 9, що утворюють повітряний зазор з секціями статора. Обмотки статора з'єднані відповідно до однієї з конфігурацій. Під декою може бути встановлений збірник 10 для подрібненого матеріалу 11, що пройшов розділення.

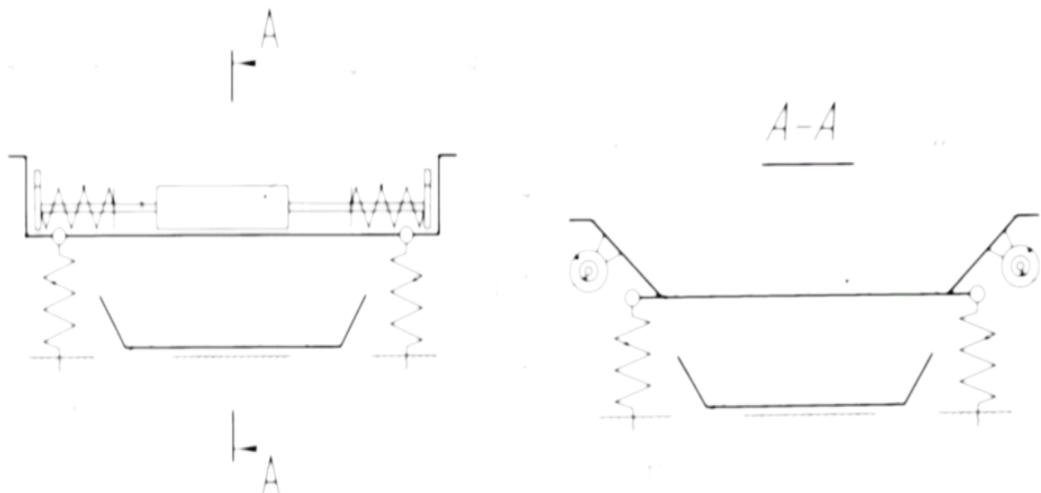


Рисунок 1.8 – Конструктивна схема вібраційного сепаратора з лінійним асинхронним двигуном

Робота сепаратора базується на наступному принципі. З пульта керування на котушки статора ЛАД (4 і 5) подається змінна напруга, що генерує біжуче магнітне поле, яке взаємодіє з ротором і створює силу, що переміщає частини статора по напрямку поля. Це зміщення усуває зазор між статором і пружними елементами 9, після чого вони стискаються. В результаті зміщення центру мас, плита 1 рухається по радіальній осі, завдяки стисненню підвісу 3 та розтягуванню підвісу 2, що викликає підйом і опускання різних кінців плити.

Коли блок керування вимикає подачу живлення, магнітне поле зникає, і під дією потенційної енергії стиснутих елементів 9, частини статора повертаються у зворотному напрямку. Це усуває зазор між статором і пружними елементами 8, що призводить до їх деформації (стискання). Плита 1 рухається в протилежний бік, стискаючи підвіс 2 та розтягуючи підвіс 3, знову піднімаючи один край плити.

Частота включення ($f_{вкл}$) має відповідати частоті власних коливань ($f_{до}$) коливальної системи, визначеної масою статора та жорсткістю пружних елементів. Резонансний режим роботи, коли ці частоти збігаються, є найбільш економічним і підтримується постійно, оскільки маса статора і жорсткість елементів не змінюються в процесі роботи.

При збігу частот $f_{вкл}$ і $f_{до}$ має місце найбільш економічний - резонансний режим роботи віброзбудника. У технічному рішенні резонансний режим дотримується завжди, тому що маса статора ЛАД і жорсткості пружних елементів 8 і 9 в процесі роботи вібраційного сепаратора залишаються незмінними.

У цьому вібросепараторі за відносно складний рух коливної плити, що відбувається як по горизонтальній осі, так і в напрямку, перпендикулярному до осей статорних елементів, відповідає зміщення центру ваги сепаратора віброзбудником.

$$f_{k.c} = \sqrt{\frac{c_n}{m}},$$

При цьому частота коливань цього віброзбудника збігається з його власною частотою:

де c_n - жорсткість пружних підвісок (2 і 3),

m - еквівалентна сума мас рухомої частини вібраційного сепаратора.

При дотриманні умови $f_{вкл} = f_{к.с.}$ матиме місце резонанс всього сепаратора, однак забезпечення цієї умови складне, тому що в процесі роботи сепаратора маса оброблюваного матеріалу змінюється.

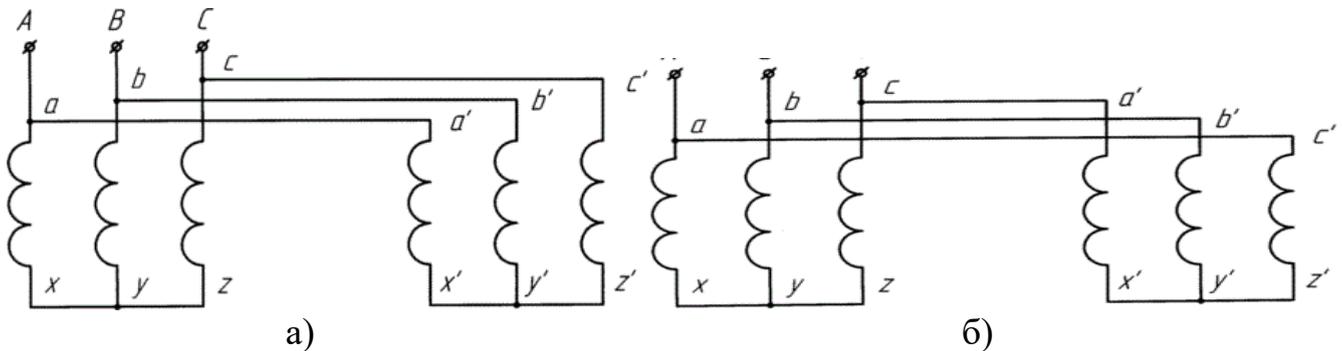


Рисунок 1.8 – Паралельне (а) і зустрічно-паралельне з'єднання обмоток частин статора ЛАД

Регулювання амплітуди вібрацій деки здійснюється двома способами. По-перше, можна змінювати час подачі живлення від блоку керування ЛАД. По-друге, амплітуду можна контролювати варіацією напруги, що подається на котушки ЛАД. Якщо котушки з'єднані паралельно (рис. 1.8а), вони отримують повну напругу від джерела. При послідовному з'єднанні (рис. 1.8б) напруга зменшується вдвічі. Оскільки електромагнітна потужність ЛАД залежить від квадрата напруги, зміна напруги безпосередньо впливає на силу, що генерується котушками. Розмах вібрацій деки залежить від цієї сили: чим більша потужність, тим більший розмах вібрацій, і навпаки.

1.2. Багатокомпонентний вібраційний сепаратор

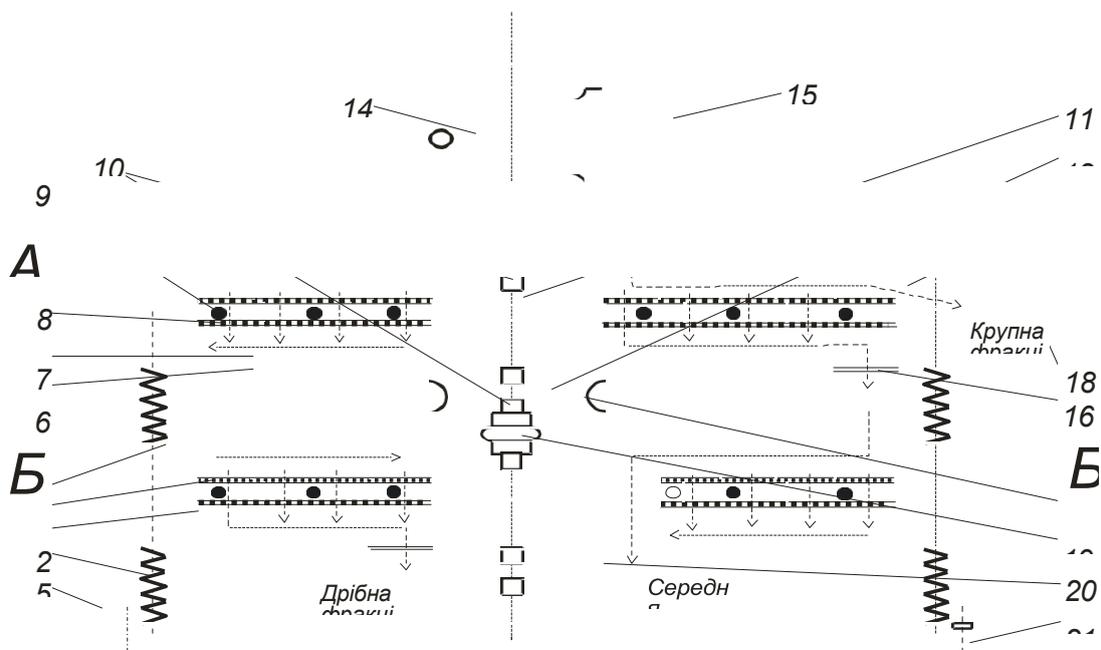
Під час обробки сипких аграрних матеріалів, зокрема при сортуванні зерна або відокремленні лушпиння, важливим аспектом є точність поділу на фракції. Оскільки зерна часто мають схожі розміри, отвори сит в традиційних подрібнювачах роблять лише трохи більшими за мінімальний розмір для проходу насіння, що часто призводить до забивання отворів. Це вимагає великих решітних станцій і додаткових механізмів для очищення. Крім того, існуючі вібросепаратори важко стабілізувати, вони створюють значний шум і передають

інтенсивні вібрації на конструкцію та суміжне обладнання. Також ці пристрої мають високе енергоспоживання через складну конструкцію підшипників і низьку стабільність руху.

Для вирішення цих проблем розроблено багатокomпонентний спіральний вібросепаратор з вертикальним складеним валом, який забезпечує точне сортування зерна з меншими габаритами та зниженим енергоспоживанням.

Вібраційний сепаратор складається з рами 1, на якій змонтовано блоки з ситами 4, що укріплені за допомогою пружних елементів 3. Ці блоки формуються спіральними лотками 5 (перфорованими) та 6 (суцільними). Між лотками розташовані розділювальні елементи 7 і перехідне сито 8, яке має діаметр отворів, більший за діаметр отворів спірального лотка і менший за гумові сфери 9, що знаходяться в проміжках між елементами. Механізми індукції коливань, представлені вертикальними валами 10 з ексцентриками 11 і 12, передають коливання на блоки сит. Ексцентрикові пари можуть змінювати кут зміщення між собою для регулювання характеру коливань. Привід вібросепаратора здійснюється через електродвигун 14.

Принцип роботи. При включенні приводу електродвигун 14 обертальний рух передається через еластичні елементи 13 до вертикальних валів 10, де ексцентрикові пари 11 і 12 створюють обертальні та відцентрові сили, викликаючи складні коливання лотків 5 і 6. Ці коливання можна розглядати як комбінацію прямолінійних рухів по кругових траєкторіях і кутових коливань навколо центрів мас. В результаті частки матеріалу сортуються на фракції, що вивантажуються через відповідні висипні жолоби 17 та приймальні бункери 18.



1 - рама, 2 - опорна панель, 3 - пружний елемент, 4 - корпус з ситами, 5 - верхній перфорований спіральний лоток, 6 - нижній суцільний спіральний лоток, 7 - циліндрична вертикальна роздільна перегородка, 8- перепускне сито, 9 - гумова кулька, 10 - вертикальний вал, 11, 12 - верхня та нижня пари дебалансів, 13 - еластичний елемент, 14 - привідний електродвигун, 15 – живильник, 16 - перепускний люк, 17 - вивантажувальний лоток, 18 - приймальний бункер, 19 - еластичне ущільнення, 20 – кожух, 21 – віброопора

Рисунок 1.9 – Конструктивна схема вібраційного сепаратора зі складеним вертикальними приводним валом

Під час роботи вібраційного сепаратора, кожна точка спіралеподібних жолобів 5 і 6 коливається по еліптичній траєкторії, що нахилена до горизонтальної площини. Точки, розташовані на колах, концентричних з осями вертикальних валів 10,

здійснюють коливання з фазовим зсувом один відносно одного, створюючи квазіхвилі, які складаються з біжучих поздовжніх та поперечних хвиль, зсунутих на 90° . Це спричиняє інтенсивне переміщення матеріалу вздовж спіральних жолобів, сприяючи його сепарації на фракції.

Матеріал, що надходить на верхній перфорований лоток 5, рухається по спіралі, де велика фракція потрапляє через зливні жолоби 17 до бункера для грубої фракції 18. Дрібні частки, що просіваються через отвори, потрапляють на суцільний лоток 6, транспортуються до його кінця, після чого через перепускні люки 16 переходять до нижніх секцій. Це повторюється в кожній секції, що дозволяє послідовно відокремлювати різні фракції матеріалу.

Крім того, гумові кульки 9, що транспортуються вздовж кільцевих жолобів, постійно підкидаються і очищають перфоровані поверхні лотків від застряглого матеріалу.

Регулювання кута розташування ексцентриків 11 і 12 дозволяє змінювати інтенсивність коливань та швидкість переміщення матеріалу, впливаючи на ефективність сепарації. Кут між ексцентриками повинен бути в межах $30-150^\circ$ для забезпечення належного вібротранспортування. Спіральна форма жолобів 5 і 6 збільшує довжину шляху переміщення матеріалу, що покращує якість поділу на фракції.

Висновки до розділу 1

Існуючі архітектурні рішення для вібраційних та вібропневматичних подільних апаратів мають конструктивні недоліки, що призводять до низьких експлуатаційних характеристик, а також до значних розмірів при високому енергоспоживанні під час робочих циклів. Таким чином, розробка компактного і надійного вібросепаратора з високою ефективністю очищення насінневого матеріалу є важливим завданням для економіки.

Вібраційний сепаратор з електромеханічним приводом і вертикальним ексцентриковим валом є найбільш оптимальним рішенням для досягнення високої якості подрібнення посівного зерна. Основні переваги цього рішення — простота конструкції, збалансованість та можливість використання енергозберігаючого резонансного режиму роботи.

Однак, існуюча методика інженерних розрахунків таких приводів для вібросепараторів має деякі прогалини, що потребують вдосконалення. Сам електромеханічний привід із вертикальним ексцентриковим валом вимагає модернізації для забезпечення можливості незалежного коригування як амплітуди, так і частоти коливань спіральних лотків.

Отже, метою цього дослідження є розробка регульованого електромеханічного приводу для збудження коливань спіральних вібролотків сепаратора, створення автоматизованої системи управління цим приводом, а також вдосконалення існуючої методики проектування таких приводів.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА

Електромеханічні пристрої, що генерують коливання робочих елементів вібраційних установок, мають значну перевагу порівняно з іншими типами віброприводів завдяки своїй самоврівноваженості. Це означає, що інерційні сили, що виникають при обертанні валів з дисбалансами, автоматично компенсуються силами від руху пружно закріплених робочих органів вібромашини. Внаслідок цього динамічні навантаження на навколишнє обладнання та будівельні конструкції практично не передаються. Для забезпечення надійної віброізоляції таких машин достатньо застосування стандартних віброопор. Через ці переваги електромеханічний вібропривід став широко використовуватися в промислових вібраційних системах.

Проте головним недоліком цих систем є складність або навіть неможливість незалежного регулювання амплітуди та частоти коливань, що обмежує їх застосування в адаптивних автоматизованих вібраційних установках, що працюють в енергозберігаючих резонансних режимах. Тому розробка регульованого електромеханічного дисбалансного віброприводу, який дозволяє віддалено та незалежно регулювати як амплітуду, так і частоту коливань, є актуальним науково-технічним завданням.

Одним із відомих пристроїв для збудження вібрацій є система, що використовується в технологічних вібромашинах з тороїдальним робочим контейнером [4]. Цей пристрій складається з корпусу, в якому на підшипниках встановлено приводний вал. Вал має дві пари діаметрально розташованих пазів, які спрямовані один до одного. Довжина цих пазів дорівнює половині кроку гвинта. Пристрій містить дві пари нерухомих і рухомих дисбалансів, а також механізми для переміщення рухомих дисбалансів, виконаних у вигляді шпонок у пазах, які з'єднані з рухомими дисбалансами. Кожна пара дисбалансів має взаємний кут повороту між площинами, що проходять через центри мас дисбалансів та вісь приводного вала, в межах 60–120°. Механізм регулювання положення рухомих дисбалансів працює за

допомогою гвинтової подачі, яку приводить в дію сервопривод (кроковий двигун), закріплений на корпусі віброзбуджувача.

Проте цей пристрій має суттєвий недолік: при регулюванні амплітуди коливань шляхом переміщення дисбалансів змінюється не тільки величина сумарного статичного моменту, а й відстань між місцями прикладання сумарних відцентрових сил дисбалансів. Це викликає викривлення траєкторій коливань точок робочих поверхонь контейнера, що може призвести до порушень технологічних процесів.

Іншим відомим варіантом є керований симетричний дисбалансний вібропривід [3], який складається з корпусу, в якому на підшипниках розташовано приводний вал з двома нерухомими дисбалансами. Центри мас цих дисбалансів і вісь валу знаходяться в одній площині. На обох боках кожного нерухомого дисбалансу розміщені пари рухомих дисбалансів з механізмами регулювання їхнього положення, які можуть переміщатися вздовж осі валу завдяки механізму гвинтової подачі, керованому кроковим двигуном.

Однак, цей вібропривід обмежений тим, що він дозволяє керувати тільки амплітудою циклічної збуджувальної сили в площині, перпендикулярній до осі валу. Тому він підходить лише для вібромашин з плоскими коливаннями робочих елементів, і не може бути використаний для вібраційних систем з тороїдальними контейнерами, де необхідно створювати складні просторові коливання робочих поверхонь.

Для вдосконалення симетричного дисбалансного віброприводу необхідно забезпечити можливість установки нерухомих дисбалансів таким чином, щоб між площинами, що проходять через центри мас дисбалансів і вісь приводного вала, утворювався кут взаємного розвороту в межах $60\text{--}120^\circ$. Це дозволить створювати складні просторові коливання робочих контейнерів, які можна представити як комбінацію горизонтальних кругових коливань центру мас і кутових коливань навколо центру мас у вертикальній площині. В такому випадку кожна точка робочої поверхні буде рухатися по еліптичній траєкторії, нахиленій під певним кутом до горизонтальної площини.

Задача досягається шляхом застосування симетричного дисбалансного віброприводу, призначеного для вібраційних технологічних машин з робочим контейнером. У цьому пристрої корпус 1 містить приводний вал, на якому встановлено дві пари нерухомих дисбалансів, з розташуванням діаметрально протилежних спіральних пазів з обох боків від кожного дисбалансу. Довжина цих пазів відповідає половині кроку гвинта, і в них встановлені пари рухомих дисбалансів, для яких передбачені механізми регулювання положення. Ці механізми виконані у вигляді циліндрів, які переміщуються в пазах і з'єднані з дисбалансами, забезпечуючи їх переміщення вздовж осі валу завдяки механізму гвинтової подачі, що керується кроковим двигуном.

Ключовою особливістю конструкції є те, що нерухомі дисбаланси на валу монтується таким чином, щоб між площинами, які проходять через центри мас кожної пари дисбалансів та вісь валу, утворювався кут взаємного розвороту в межах $60\text{--}120^\circ$. Найбільш ефективним вважається кут 90° , оскільки при інших значеннях знижується ефективність роботи вібраційних технологічних машин.

Цей вібропривід дозволяє генерувати складні просторові коливання робочих контейнерів з точними траєкторіями руху. Крім того, він забезпечує можливість автоматично і незалежно регулювати частоту та амплітуду відцентрових збуджувальних сил, що дає змогу підтримувати енергозберігаючий режим роботи на резонансній частоті та оптимізувати амплітуду коливань робочого органу.

Коли коригується величина амплітуди збуджувальних сил, змінюється тільки рівень їхньої інтенсивності, оскільки рухомі дисбаланси переміщуються синхронно відносно нерухомих. Відстань між точками прикладання сил залишається незмінною, що гарантує правильну конфігурацію траєкторій коливань і стабільність роботи пристрою.

На рисунку 2.1 показано схематичне зображення збірки цього симетричного віброприводу з вертикальним приводним валом. Система складається з таких основних елементів: корпус 1, основний приводний вал В, перший рухомий дисбаланс С, другий рухомий дисбаланс D, третій рухомий дисбаланс F, четвертий рухомий дисбаланс E, механізми регулювання положення Н та К для відповідних

дисбалансів, а також механізм гвинтової подачі Р, керований кроковим двигуном.



Рисунок 2.1 - Конструкція симетричного вібропривода для вібраційних технологічних машин з вертикальним приводним валом

Корпус 1 пристрою складається з двох дисків (10 та 11), які служать для закріплення віброприводу до робочого контейнера машин, що використовуються у вібраційних технологічних процесах. Ці диски з'єднані між собою за допомогою основного циліндричного елемента 12. До диска 10 приєднано герметичний циліндр

13, а до диска 11 — відкритий циліндр 14. На торцевій частині герметичного циліндра встановлено ущільнення 15, яке забезпечує герметичність системи. Відкритий циліндр 14 з'єднаний з направляючим циліндром 16, що сприяє стабільному розташуванню та переміщенню компонентів системи.

Вузол головного привідного вала В включає порожнистий вал, на якому встановлено пару радіально-упорних підшипників. Ці підшипники забезпечують надійну фіксацію вала в корпусі, дозволяючи йому здійснювати обертальні рухи без зайвих коливань. Симетрична конструкція віброприводу для вібраційних машин з вертикальним приводом працює на основі обертального моменту, який передається на порожнистий вал через зчипну муфту.

Секція першого рухомого ексцентрика С встановлюється на приводному валу і може переміщуватися вздовж осі цього вала та обертатися навколо нього. Центральним елементом цієї секції є сам рухомий ексцентрик, чия конструкція дозволяє змінювати амплітуду збуджувальних сил за допомогою механізмів регулювання.

Секції першого та четвертого рухомих ексцентриків С та Е мають однакову конструкцію, що забезпечує узгоджене функціонування. Водночас секції другого та третього рухомих ексцентриків D і F відрізняються за розмірами та отворів у самих ексцентриках, оскільки ці компоненти монтуються на ділянках порожнистого вала з меншим діаметром. Товщина рухомих ексцентриків, що використовується у конструкції, підібрана таким чином, щоб статичні моменти щодо осі порожнистого вала приводу були однаковими для всіх чотирьох секцій.

Гвинтовий механізм подачі Р перетворює обертальний рух крокового двигуна у зворотно-поступальний рух для механізмів коригування позиції рухомих ексцентриків Н і К. Цей механізм складається з крокового двигуна та приводної втулки, яка жорстко закріплена на осі двигуна. Для переміщення рухомих ексцентриків вздовж осі вала використовується рухома втулка, що з'єднана з ексцентриком через механізм кінематичного роз'єднання, який дозволяє ексцентрику вільно обертатися відносно втулки.

Для забезпечення точного позиціонування ексцентриків, механізм позиціонування

Н передбачає розв'язку між осьовим переміщенням і кутовим обертанням другого та четвертого рухомих ексцентриків. Ці ексцентрики розташовані на кінцях внутрішнього штока, і вузол кінематичного роз'єднання складається з циліндра, який має наскрізний отвір для планки, що з'єднує кінематичний механізм з внутрішнім штоком.

Принцип роботи симетричного ексцентрикового віброприводу для вібраційних технологічних машин з вертикальним приводом наступний: перед запуском віброприводу секції другого та четвертого рухомих ексцентриків (D і E) розташовуються в діаметрально протилежних положеннях відносно нерухомого ексцентрика, причому кут між їх центрами ваг становить 180° . Секції першого та третього рухомих ексцентриків (C і F) розміщуються також діаметрально протилежно нерухомому ексцентрику, забезпечуючи нульовий статичний момент відносно осі приводу.

Під час активації віброприводу обертальний момент передається на вал приводу через муфту, що викликає обертання нерухомих ексцентриків з заданою кутовою швидкістю ω_p , яка наближається до оптимальної технологічної швидкості для запуску вібраційної машини. Після короткого часу роботи система управління автоматично коригує робочу частоту ω_p циклічної збурювальної сили F, встановлюючи її на найбільш енергетично вигідне значення, що відповідає резонансному режиму роботи системи ($\omega_p = \omega_0$).

Після досягнення робочої частоти, система переходить до регулювання амплітуди коливань робочого елемента (контейнера). Амплітуда циклічної збурювальної сили F змінюється шляхом регулювання кута повороту осі крокового двигуна, що дозволяє точно налаштувати величину збурювальних сил і досягти оптимальних умов для ефективної роботи вібраційної машини. Це забезпечує правильне функціонування траєкторій коливань поверхонь контейнерів без спотворення необхідної форми траєкторій.

Коли приводний вал обертається, групи верхніх і нижніх дебалансів (з масами m_B та m_H і відповідними ексцентриситетами r_B та r_H відносно центральної осі вала) генерують обертові відцентрові сили, що сприяють створенню складних коливань

робочого елемента вібраційної машини.

- при обертанні верхньої групи дебалансів:

$$F_B = m_B r_B \omega_B^2;$$

- при обертанні нижньої групи дебалансів:

$$F_H = m_H r_H \omega_B^2,$$

де ω_B - кутова швидкість приводного валу 17.

Відносно центру мас контейнера ці сили утворюють обертові моменти:

- момент оберткових відцентрових сил верхньої групи дебалансів:

$$L_B = m_B r_B \omega_B^2 h_B;$$

- момент оберткових відцентрових сил нижньої групи дебалансів:

$$L_H = m_H r_H \omega_B^2 h_H,$$

де h_B та h_H - відстані від центру мас контейнера у вертикальному напрямку, на яких установлені відповідні групи дебалансів.

Ці дві сили, що обертаються і є нерухомими одна відносно одної, можна замінити єдиним обертовим динамічним гвинтом. У цьому випадку сумарна дія оберткових відцентрових сил становить:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_H^2 + 2F_B F_H \cos\alpha};$$

- і результуючий момент оберткових відцентрових сил рівний:

$$L = \sqrt{L_B^2 + L_H^2 - 2L_B L_H \cos\alpha},$$

де α - кут взаємного розвороту нерухомих дебалансних вантажів.

Під впливом обертального збурювального моменту, що генерується віброприводом, контейнер починає виконувати складні об'ємні коливання. Ці коливання можна описати як комбінацію двох рухів: переміщення центру мас контейнера по горизонтальному колу та кутових змін навколо цього центру у вертикальній площині. Таким чином, кожна точка на поверхні контейнера рухається

по еліптичній траєкторії, нахиленій під певним кутом до горизонтальної площини. Точки на робочих поверхнях контейнера, що розташовані на колі, яке співпадає з віссю приводу, виконують ці коливання з фазовим зсувом одна відносно одної. Це можна інтерпретувати як поширення квазіхвиль по осі контейнера, складених з хвиль, що поширюються вздовж і поперек, зсунутих на дев'яносто градусів. Фронти цих хвиль мають форму площин, які проходять через вертикальну вісь приводу. Довжина кожної хвилі дорівнює довжині кола, навколо якого вона поширюється, і це коло є концентричним з віссю приводного валу. Подібні коливання сприяють інтенсивному перемішуванню та вібраційному транспортуванню робочого середовища всередині контейнера, що є важливим для забезпечення необхідних технологічних етапів обробки матеріалу.

Висновки до розділу 2

У цьому розділі було вдосконалено загальну динамічну модель спірального лотка сепаратора, оснащеного електромеханічним приводом з вертикальним валом, що має нерівномірний розподіл мас. Теоретичний аналіз цієї моделі дозволив виявити кількісні залежності між параметрами коливань лотка та його конструктивними особливостями. На основі цього було розроблено та обґрунтовано нову конструкцію регульованого електромеханічного приводу для вібраційного сепаратора з вертикальним валом. Цей привід дає змогу автоматично, незалежно один від одного, налаштовувати основні характеристики коливань спірального лотка, такі як частоту та амплітуду коливань. Це дозволяє досягти високої точності в управлінні технологічними процесами, підвищуючи ефективність роботи сепаратора і забезпечуючи оптимальні умови для очищення насінневого матеріалу.

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПРИВІДНОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ВІБРОСЕПАРАТОРА

3.1 Попередні розрахунки

Для розрахунку потужності електричного двигуна, який приводить у рух механізм виробничого обладнання, важливо враховувати кілька ключових факторів. Зокрема, це робоче навантаження приводу, що залежить від механічних властивостей приводу та його складових елементів. Втрати енергії на тертя, що виникають у редукторах і інших механізмах передачі, також є важливим аспектом, оскільки ці втрати знижують загальну ефективність системи. Крім того, необхідно враховувати режим функціонування електроприводу — чи це постійний номінальний режим, чи змінний з періодами перевантажень. Не менш важливими є технологічні особливості та конструктивні характеристики механічної частини системи, які впливають на вибір потужності приводу.

Аналізуючи роботу вібросепаратора, який використовується для збагачення посівного матеріалу, можна припустити, що електричний двигун в процесі роботи зазвичай працює в тривалому номінальному режимі, при цьому навантаження на двигун залишається сталим. У таких умовах для визначення необхідної потужності двигуна можна використовувати стандартні теоретичні методики розрахунку, описані у джерелах, таких як [9]. Ці методики дозволяють коректно оцінити потрібну потужність, ґрунтуючись на параметрах роботи системи в цілому.

Після того як буде вибрано відповідну потужність, електродвигун має бути ретельно протестований для перевірки його здатності витримувати пусковий момент, а також працювати в умовах можливих перевантажень. Тестування дозволяє переконатися в тому, що двигун здатен ефективно функціонувати в умовах реальної експлуатації без надмірних перевантажень або швидкого зносу.

Для точного обчислення потужності електричного приводу вібросепаратора, який призначений для створення вібрацій у пружно закріпленому спіральному жолобі, необхідно враховувати величину відцентрових сил, що виникають під час

роботи ексцентрикового вала. Ці сили є основним механізмом, який генерує коливання в системі. Для обчислення потужності двигуна важливо також зібрати необхідні дані, які описують робочі характеристики ексцентрикового вала, зокрема його обертальний момент, частоту обертання та коефіцієнти механічних втрат, що можуть виникати в різних елементах передачі.

Таблиця 3.1 містить всі необхідні дані для проведення точних розрахунків. Після визначення величини відцентрових сил, що впливають на вібросепаратор, можна здійснити подальші розрахунки для точного вибору потужності електричного двигуна, здатного забезпечити оптимальну роботу системи в умовах реального виробничого процесу.

$$F = m \cdot r \cdot n \cdot \omega^2, \quad (3.1)$$

де m – маса дебаланса, кг;

r – радіус центра мас дебаланса;

ω – кутова швидкість, $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 945 / 30 = 99,5$ об/хв.

n_{∂} – кількість дебалансів встановлених на одному кінці вала.

$$F = 2,5 \cdot 0,08 \cdot 2 \cdot 99^2 = 3922H$$

Далі визначаємо момент відцентрових сил:

$$L = m \cdot r \cdot n_{\partial} \cdot \omega^2 h, \quad (3.2)$$

$$L_B = L_B = 2,5 \cdot 0,08 \cdot 99,5^2 \cdot 2 \cdot 0,2 = 784 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблиця 3.1 Конструктивні параметри спірального лотка вібросепаратора

Конструктивні параметри		Одиниці виміру	Величина
Найменування	Позначення		
Маса коливних частин	M_1	кг	60,4
Моменти інерції відносно головних осей	$J_\xi = J_\eta$	кг / м ²	12,25
	J_ξ	кг / м ²	14,3
Кількість пружних елементів підвіски		шт	12
Коефіцієнти загальної жорсткості пружної підвіски контейнера	$C_x = C_y$	кН/м	46,71
	C_z	кН/м	123,05
	$C_\psi = C_\theta$	Нм/рад	306,4
	C_ϕ	Нм/рад	504,7
Кількість пар дебалансних мас		шт	2
Межі зміни статичного моменту балансів: - верхнього - нижнього	$S_B = m_B \cdot r_B$	кг/м	0-0,068
	$S_H = m_H \cdot r_H$	кг/м	0-0,068
Відстань від центра мас контейнера до дебалансів: - верхнього - нижнього	h_B	м	0,18
	h_H	м	0,18
Кут розвороту дебалансів		град	0-180
Кутова швидкість електродвигуна	ω_B	с ⁻¹	146,6

Потім визначаємо коефіцієнти не пружних опорів коливань:

$$\sigma_1 = 2 \cdot m / M \quad (3.3)$$

$$\sigma_1 = 2 \cdot 2,5 / 230 = 0,022$$

$$\sigma_2 = \frac{J}{L} \quad (3.4)$$

$$\sigma_2 = 14,3 / 205,8 = 0,07$$

Необхідну потужність приводу одного спірального лотка вібросепаратора розраховуємо за формулою [9]:

$$\begin{aligned} N_{\Pi} = \omega_B \left[\frac{F^2}{2(C_Y - M\omega_B^2)} + \frac{L^2}{2(C_{\psi} - J_{\eta}\omega_B^2)} \right] + \\ + \mu_0 \frac{D_B}{2} \omega_B \left\{ F \sqrt{1 + \frac{\sigma_1 [\sigma_1 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_Y M^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_Y M^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_Y \omega_B^2 M^{-1}}} + \right. \\ \left. + \frac{2L}{Z_L} \sqrt{1 + \frac{\sigma_2 [\sigma_2 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_{\psi} J_{\eta}^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_{\psi} J_{\eta}^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_{\psi} \omega_B^2 J_{\eta}^{-1}}} \right\} \end{aligned} \quad (3.5)$$

За результатами розрахунку, підставивши необхідні дані отримаємо:

$$N = 1247,4 \text{ Вт.}$$

Необхідну потужність двигуна N_{δ} визначаємо за формулою

$$N_{\delta} = N \cdot n / \eta^m \quad (3.6)$$

де η - ККД еластичної муфти $\eta = 0,99$ (с. 273) [15];

n – кількість спіральних лотків у вібросепараторі, $n = 2$;

m – кількість муфт, $m = 2$;

$$N_{\delta} = 1247,4 \cdot 2 / 0,99^2 = 2494,8 \text{ Вт.}$$

Базуючись на розрахунковій потужності та потрібному темпі обертання вала, спираючись на довідкові джерела [2], ми зупиняємо свій вибір на асинхронному двигуні з рухомим ротором короткого замикання, моделі Його номінальні

характеристики представлені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. – Паспортні дані обраного приводного електродвигуна

Параметр	Значення
Номінальна потужність P_n , Вт	3000
Номінальна напруга живлення U_n , В	220/380
Номінальний струм статора I_n , А	6
Режим роботи	S1
Кратність пускового струму	7
Номінальна частота обертання n_n , об/хв	950
Номінальний коефіцієнт потужності $\cos\varphi_n$	0,86
Номінальний ККД, $\eta_{ном}$	0,83
Кратність максимального моменту M_{max}/M_n , Н·м	2,4
Кратність пускового моменту M_p/M_n , Н·м	1,8
Момент інерції ротора двигуна J_d , кг·м ²	0,038

Розрахуємо номінальний обертовий момент приводного двигуна:

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{P_{ном}}{n_{ном}}, \quad (3.7)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{3}{950} = 9,89 \text{ (Н·м)}.$$

Розрахуємо максимальний обертовий момент приводного двигуна:

$$M_{max} = \lambda \cdot M_{ном}, \quad (3.8)$$

де λ – перевантажувальна здатність двигуна ($\lambda = 2,4$),

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$M_{\max} = 2,4 \cdot 9,89 = 23,8 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Розрахуємо пусковий обертовий момент приводного двигуна:

$$M_n = k_n \cdot M_{ном}, \quad (3.9)$$

де k_n – кратність пускового моменту приводного двигуна ($k_n = 1,8$),

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$M_n = 1,8 \cdot 9,89 = 17,8 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

3.2. Розрахунок приведених моментів інерції

Зважаючи на те, що за умов заданого режиму роботи потужність та опірний момент на валу рушійного двигуна лишаються сталими, для з'ясування значення динамічного моменту приводу потрібно обчислити момент інерції з'єднувальних муфт та незбалансованих валів вібросепаратора, зведених до частоти обертання валу електромотора.

Момент інерції незбалансованих валів вібросепаратора, приведений до кутової швидкості валу електродвигуна, можливо визначити за формулою:

$$J_{\Sigma} = J_D + 2(k_g \cdot J_D + J_s), \quad (3.10)$$

де: J_D - момент інерції ротора електродвигуна;

k_g – коефіцієнт, який враховує момент інерції еластичної муфти, що з'єднує вали ($k_g = 0.2$);

J_p – дійсний момент інерції дебалансних валів [9] ($J_p = 0,103 \text{ (кг}\cdot\text{м}^2)$).

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$J_{\Sigma} = 0,038 + 2(0,2 \cdot 0,038 + 0,103) = 0,257 \text{ (кг}\cdot\text{м}^2).$$

Припустимо, що прискорення (або уповільнення) силової установки відбувається із сталим прискоренням, відтак, при попередньому визначенні величин динамічних зусиль [7], що виявляються у приводі, і задавши тривалість нарощування

швидкості приводу $t_{рн} = 1,8$ с, ми визначаємо динамічний момент:

$$M_{дин} = J_{\Sigma} \cdot \frac{\omega_{д}}{t_{рн}}, \quad (3.11)$$

де $\omega_{д}$ - кутова швидкість електродвигуна:

$$\omega_{д} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ с}^{-1}$$

Підставляючи дані у формулу (2.22) отримаємо:

$$M_{дин} = 0,257 \cdot \frac{99,4}{1,8} = 8,4 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

3.3. Перевірка приводного двигуна за перевантажувальною здатністю та нагріванням

Щоб перевірити обраний електродвигун за допустимою температурою нагрівання скористаємося методом еквівалентної потужності [14]:

$$P_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 t_i}{\sum t_n}}, \quad (3.12)$$

При тривалому з постійним навантаженням режимі роботи приводного електродвигуна еквівалентна потужність двигуна рівна статичній потужності. Оскільки еквівалентна потужність не перевищує номінальну, і умова $P_e \leq P_{ном}$ виконується $P_e = P_C = 2494,8 \text{ Вт} \leq P_{ном} = 3000 \text{ Вт}$, то двигун під час роботи не перегріватиметься.

Перевірку приводного електродвигуна за перевантажувальною здатністю здійснюють за умовою [14]:

$$\frac{M_{max}}{M_{ном}} \leq \lambda. \quad (3.13)$$

де M_{max} – максимальний момент навантаження;

λ - перевантажувальна здатність електродвигуна ($\lambda = 2,4$).

$M_{ном}$ – номінальний момент приводного електродвигуна.

Максимальний момент навантаження:

$$M_{max} = M_c + M_{дин}, \quad (3.14)$$

де M_c – момент статичних опорів навантаження, що рівний:

$$M_c = 9550 \cdot P_c / n_{ном}, \quad (3.15)$$

Підставляючи необхідні дані отримаємо:

$$M_{ном} = 9550 \cdot 2,49 / 950 = 14,2 \text{ (Н м)}.$$

Підставляючи дані отримаємо:

$$M_{max} = 14,2 + 8,4 = 22,6 \text{ (Н м)}.$$

Отже, приводний електродвигун за перевантажувальною здатністю вибраний правильно, оскільки умова $22,6/9,89 = 2,28 \leq 2,4$ виконується.

3.4. Розрахунок і побудова механічних характеристик

Аби збудувати механічну характеристику двигуна електричного, що приводить до руху, ми застосуємо спрощену версію формули Клосса, придатну для обчислення механічних властивостей потужних асинхронних електричних машин.

$$M(s) = \frac{2 \cdot M_{max}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}, \quad (3.16)$$

де M_{max} – критичний момент двигуна;

s – ковзання;

s_k – критичне ковзання.

Всі необхідні параметри знайдемо з паспортних даних електродвигуна.

Номінальне ковзання :

$$s_H = \frac{n_0 - n_{ном}}{n_0}, \quad (3.17)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$s_H = \frac{1000 - 950}{1000} = 0,05$$

Критичне ковзання :

$$s_k = s_H \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}). \quad (3.18)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$s_k = 0,05 \cdot (2,4 + \sqrt{2,4^2 - 1}) = 0,162.$$

Розрахуємо та побудуємо природну механічну характеристику електродвигуна за спрощеною формулою Клосса використовуючи програму Mathcad 14 [5]:

$$M(s) = \frac{2 \cdot 23,8}{\frac{s}{0,162} + \frac{0,162}{s}}. \quad (3.19)$$

Природну механічну характеристику асинхронного двигуна типу 4AM132M6УЗ представлено на рисунку 3.1.

Використовуючи програму Mathcad 2001i, розрахуємо та побудуємо штучні механічні характеристики цього електродвигуна при регулюванні частоти напруги живлення.

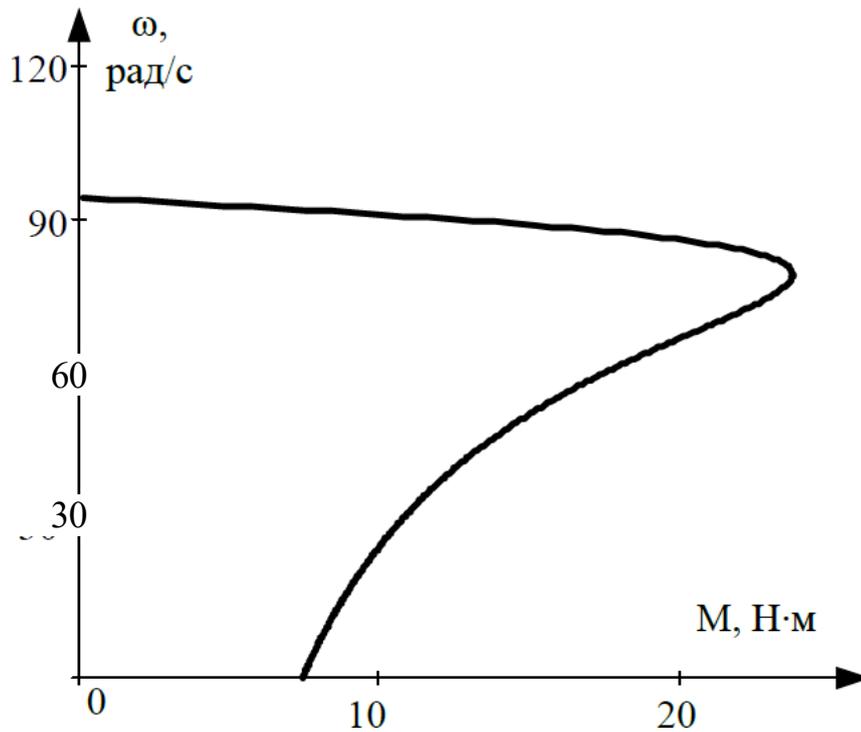


Рисунок 3.1 – Природна механічна характеристика електродвигуна

Для випадків, коли швидкість обертання асинхронного двигуна регулюється зміною частоти, у рівняння механічної характеристики слід вносити зміни, а саме, замість номінального пробуксовування потрібно використовувати:

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1} \quad (3.20)$$

У формулі (3.20) n змінюється від нуля до n_1 .

Для побудови штучних механічних характеристик даного електродвигуна, підставимо вихідні дані у формулу механічної характеристики асинхронного електродвигуна:

$$M(n) = \frac{3 \cdot p \cdot U_{1\text{фн}}^2 \cdot \frac{C \cdot R'_2}{n_1 - n}}{n_1 \left[\left(C_1 \cdot R_1 + C_1^2 \cdot \frac{R'_2}{\frac{n_1 - n}{n_1}} \right)^2 + (C_1 \cdot X_1 + C_1^2 \cdot X'_2)^2 \right]} \quad (3.21)$$

При цьому для забезпечення умови регулювання $M = const$ необхідно дотримуватись співвідношення

$$\frac{U_{1\phi}}{f_1} = const \quad (3.22)$$

Після з'ясування кількісного виразу відношення між напругою $U_{1\phi}$ та частотою f_1 для заданих номінальних параметрів, таких як номінальна напруга $U_{1\phi}$, і частота f_1 , за допомогою варіації частоти f_1 в зазначених межах можна визначити відповідні значення напруги $U_{1\phi}$

Ці значення напруги потім використовуються для подальших розрахунків синтетичних механічних кривих.

Штучні механічні характеристики електродвигуна, отримані на основі цих розрахунків, представлені на графіку 3.2.

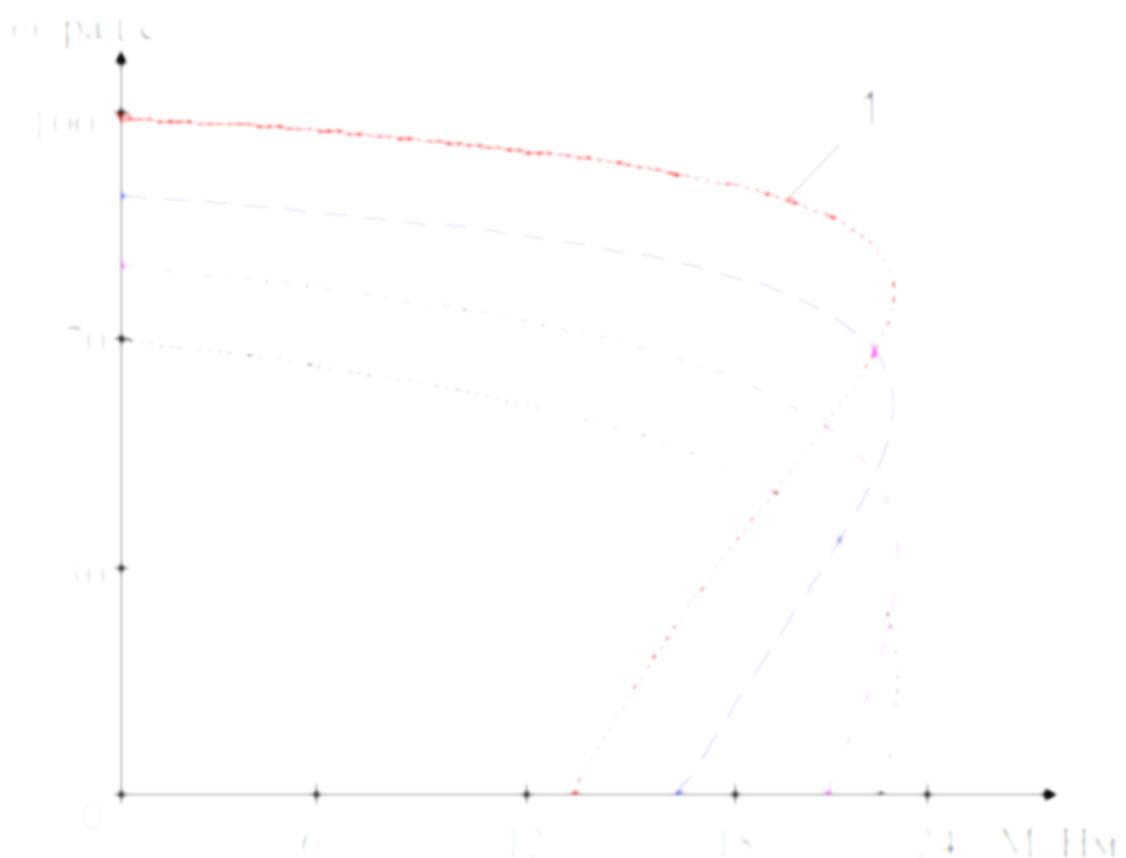


Рисунок 3.2 – Штучні механічні характеристики приводного електродвигуна при регулюванні частоти струму живлення

На цьому ж графіку оригінальна (природна) механічна крива, що відображає реальні показники роботи двигуна при стандартних умовах експлуатації, позначена як позиція 1. Ця крива є основою для порівняння з синтетичними характеристиками, які були отримані в результаті варіацій параметрів напруги і частоти, що дозволяє точніше оцінити поведінку двигуна в умовах різних навантажень та режимів роботи.

Таким чином, аналізуючи різницю між природною і штучною механічною кривою, можна зробити висновки щодо оптимальних режимів роботи електродвигуна для вібросепаратора та забезпечити його стабільну й ефективну роботу в умовах реального виробничого процесу.

Висновки до розділу 3

Згідно з експлуатаційними вимогами, була визначена необхідна потужність для електродвигуна, що використовуватиметься в приводі вібросепаратора. Після оцінки варіантів, було обрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором моделі 4AM132M6УЗ потужністю 3 кВт. Даний двигун пройшов попередню верифікацію з огляду на його тепловий режим, здатність витримувати перевантаження та відповідність умовам запуску в реальних експлуатаційних умовах.

Для подальшої перевірки характеристик вибраного електродвигуна було використано програмний комплекс Mathcad 2001, за допомогою якого була побудована робоча механічна характеристика цього асинхронного двигуна, застосувавши рівняння Клосса. Це дозволило отримати точні дані про механічну поведінку двигуна в умовах заданих параметрів навантаження.

Крім того, було проведено розрахунки й імітацію змінених механічних характеристик електродвигуна, що виникають при варіації частоти змінного струму, що живить двигун. Ці зміни дозволяють коригувати роботу вібросепаратора в режимах з різними навантаженнями, що важливо для забезпечення стабільної та енергоефективної роботи системи.

Таким чином, проведена верифікація і моделювання показали, що обраний електродвигун відповідає вимогам щодо стабільності роботи і здатності витримувати різноманітні робочі режими, забезпечуючи надійну роботу вібросепаратора з можливістю коригування параметрів його роботи для досягнення оптимальних умов експлуатації.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ СЕПАРАТОРА

4.1. Обґрунтування вибору керованих величин системи автоматичного керування

Упровадження автоматизації на виробничих потужностях значно підвищує ефективність технологічних процесів, забезпечуючи швидке та точне виконання етапів виробничого циклу. Повна автоматизація дозволяє ліквідувати потребу в постійній присутності оператора, перекладаючи його функції на контроль і коригування параметрів процесу. Одним із найефективніших підходів до автоматизації на сьогоднішній день є застосування мікропроцесорних рішень, таких як програмовані логічні контролери (ПЛК), які замінюють традиційні фіксовані логічні схеми на гнучкі програмно керовані системи. Це дозволяє не лише підвищити стійкість і надійність, але й адаптивність керуючих систем до змінних умов експлуатації.

Кожна система автоматичного регулювання електроприводу виконує набір специфічних завдань, що залежать від конкретної технологічної схеми та типу використовуваного електроприводу. У виробництві, де використовуються вібраційні технології, основним завданням є оптимізація енергоспоживання. Для цього досягається і підтримується стан резонансу, коли коливання робочих частин обладнання відбуваються з максимальною ефективністю. У такому режимі вібрації системи працюють на найбільш енергоефективній частоті, що знижує споживання енергії та підвищує продуктивність.

У режимі резонансу частота збуджувальної сили, що генерується віброприводом, повинна точно збігатися з власною частотою коливань робочих вузлів, які перебувають на пружному кріпленні. Власну частоту коливань таких робочих частин можна розрахувати, використовуючи наступне співвідношення:

$$f_{\text{власна}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.1)$$

$f_{\text{власна}}$ — власна частота коливань,

k — жорсткість пружного кріплення,

m — маса коливної частини.

Це співвідношення дає змогу точно визначити частоту, при якій виникає резонанс. Важливим аспектом є те, що вібраційні системи повинні працювати на цих частотах для досягнення оптимальних енергетичних параметрів. Тому автоматичні системи управління, здатні точно регулювати частоту роботи віброприводу, є основою для ефективної експлуатації таких машин.

Під час роботи різних вібраційних апаратів маса приєднаного вантажу робочих елементів, що беруть участь у технологічних процесах, зазвичай змінюється. Це, у свою чергу, призводить до зміни власної резонансної частоти f_0 пружно закріплених робочих частин. В таких випадках автоматичні системи керування вібраційними машинами повинні коригувати частоту збуджувальної сили, щоб зберегти ефективність роботи. Однак, якщо в якості приводу використовується електромеханічна система з ексцентриковим валом, зміна маси вантажу також призводить до зміни рівня збуджувальної сили, а отже й амплітуди коливань робочих елементів. Це може порушити встановлені технологічні параметри, які необхідні для стабільної роботи апарату.

Наприклад, у вібраційних машинах, де використовується вібротранспортувальна сила для переміщення матеріалів, зміни у збуджувальній силі можуть призвести до зниження швидкості переміщення, що, в свою чергу, порушує технологічний цикл. Зокрема, в процесі роботи вібросепараторів зміна швидкості вібротранспортування зерна може погіршити якість просіювання, що є критичним для досягнення бажаного результату.

Для підтримки стабільної швидкості транспортування матеріалу в таких умовах необхідно одночасно коригувати не лише частоту збуджувальної сили, але й її величину. Регулювання величини відцентрової збуджувальної сили можна досягти двома способами: або зміною швидкості обертання приводного валу, або

коригуванням статичного моменту ексцентрикових вантажів.

Оскільки частота обертання ексцентрикового валу повинна бути синхронізована з резонансною частотою коливань пружно закріпленого робочого елемента, для підтримки необхідної швидкості транспортування матеріалу можна змінювати лише статичний момент ексцентрикових вантажів, не змінюючи частоту обертання валу.

Отже, при зміні частоти збуджувальної сили (частоти обертання ексцентрикового валу) в процесі роботи вібраційної машини необхідно обов'язково коригувати величину статичного моменту ексцентрикових вантажів, щоб підтримувати стабільну швидкість вібротранспортування матеріалів. Враховуючи це, розробка регульованого електромеханічного віброприводу з ексцентриковим валом і системи його управління стає важливим завданням.

Таким чином, створення методики для стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування сипучих матеріалів у адаптивних вібраційних апаратах з ексцентриковим приводом є необхідним для забезпечення високої точності та стабільності технологічного процесу. Це дозволить підтримувати оптимальні параметри роботи обладнання при зміні умов експлуатації, що є важливим для досягнення високої ефективності та якості виробничих процесів.

4.2. Розробка системи автоматичного керування електромеханічним приводом

Запропонований підхід до забезпечення стабільної швидкості горизонтального транспортування вібрацією в розумних технологічних установках полягає в гарантуванні постійної середньої швидкості руху $V_{\text{серед}}$ [11, 12] протягом часу, незалежно від коливань навантаження на робочий елемент, коли віброуючий механізм працює на своїй резонансній (основній) робочій частоті.

Це досягається завдяки адаптивним системам автоматичного регулювання, які коригують параметри віброприводу в залежності від змін навантаження на робочі

елементи. У таких системах механізм, який забезпечує горизонтальне транспортування матеріалів, підтримує оптимальний режим роботи навіть при варіаціях маси оброблюваного вантажу, що дозволяє зберігати стабільну швидкість транспортування.

У основі цього підходу лежить принцип, згідно з яким резонансна частота, при якій вібраційний механізм працює на своїй максимальній ефективності, синхронізується із динамічними характеристиками робочих елементів. Це дозволяє досягти високої енергетичної ефективності та стабільності в роботі апарату, зменшуючи втрати енергії і оптимізуючи технологічний процес.

Такий підхід має велике значення в контексті розумних технологічних установок, де важливим є не тільки контроль швидкості, але й здатність адаптуватися до змінних умов навантаження. Адаптивні механізми, що забезпечують підтримку сталої швидкості транспортування, дозволяють значно підвищити ефективність роботи вібраційних технологічних машин та забезпечити високу точність виконання технологічних операцій.

$$V_{cep} = k \cdot A_z \cdot \omega_z \cdot \cos(\beta) \cdot \sqrt{1 - \frac{g^2 \cdot \cos^2(\alpha)}{A_z^2 \cdot \omega_z^4 \cdot \sin^2(\beta)}} \quad (4.2)$$

де ω_z та A_z задані технологічно оптимальні параметри вібраційного поля адаптивної вібраційної технологічної машини (кутова швидкість та амплітуда коливань);

α - кут нахилу до горизонту робочого органу адаптивної вібраційної технологічної машини;

β - кут напряму коливань робочого органу адаптивної вібраційної технологічної машини до горизонту;

$$\frac{A_z \cdot \omega_z^2 \cdot \sin(\beta)}{g \cdot \cos(\alpha)} - \text{коефіцієнт перевантаження (режиму);}$$

k - довідковий коефіцієнт, що залежить від характеристик транспортованого матеріалу.

Такий підхід дозволяє безперервно підтримувати оптимальний робочий режим для адаптивних вібраційних установок завдяки автоматичному налаштуванню частоти вібрації. Коли машина досягає резонансної частоти, швидкість горизонтального переміщення матеріалу вирівнюється через зміну амплітуди коливань робочого елемента. Це сприяє зниженню енергоспоживання віброприводом, при цьому зберігаються необхідні технологічні параметри роботи адаптивних вібраційних систем.

На рис. 4.1 показано схему управління, яка забезпечує стабільність швидкості горизонтального транспортування в адаптивних вібраційних пристроях. Зовнішнє параметричне збурення (7) впливає на адаптивну вібраційну машину (1). Робочий орган машини (9) поділений на кілька технологічних секцій (А, В, С тощо), які мають різні умови обробки та параметри впливу на сипучий матеріал. Це може бути, наприклад, потужність інфрачервоного випромінювання для нагрівання киплячого шару або температура газу (8), що варіюється в залежності від зони, або інші технологічні агенти, які використовуються для обробки сипучого середовища в межах вибраної технології.

Адаптивна вібраційна машина (1) з'єднана з блоком порівняння (2) і блоком синтезу (5). Блок синтезу передає сигнали на блок (6), який налаштовує оптимальні параметри вібраційного поля для системи. Сигнал від блоку синтезу надходить до блоку порівняння, а з виходу цього блоку подається інформація на регулятор амплітуди збурювальної сили (3). Це, в свою чергу, керує віброприводом (4), який активує роботу вібраційної машини (1). Блок (6) також використовується для введення необхідних параметрів швидкості вібраційного транспортування, визначаючи динамічні характеристики робочого органу (9) адаптивної машини (1) та її конструктивні особливості. Швидкість переміщення сипучого матеріалу і його траєкторія безпосередньо залежать від параметрів вібраційного поля.

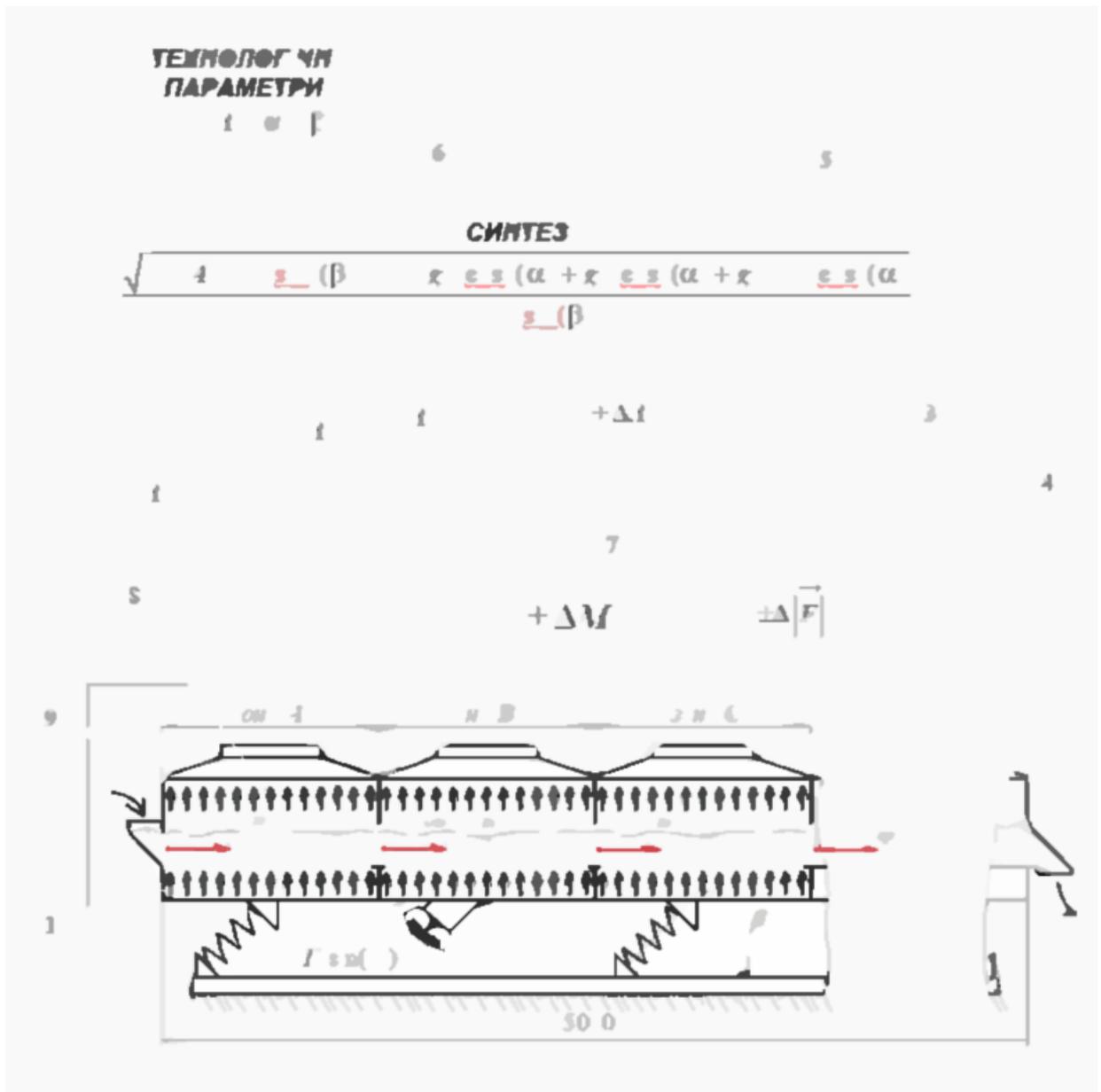


Рисунок 4.1 - Функціональна схема системи стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах

Це стосується, зокрема, кута нахилу коливань (в типових вібраційних установках цей кут зазвичай варіюється між 18° і 70°). Збільшення цього кута веде до зниження швидкості вібротранспортування, однак водночас покращує перемішування часток у матеріальному шарі. Також важливим є кут нахилу робочого елемента α (як правило, $\alpha = 0^\circ$ – для ідеального горизонтального розташування, але в багатьох машинах цей кут становить $8-10^\circ$). Зазначено, що підвищення кута нахилу на один градус призводить до зниження швидкості

транспортування зернистих матеріалів на 2-5%, а зниження кута на один градус, навпаки, може збільшити цю швидкість на 3-10%.

Крім того, на ефективність роботи системи значно впливають фізичні властивості матеріалу, висота шару сипучого середовища, а також швидкість і напрямок руху газу (або іншого реагенту), що подається для обробки матеріалу. Не менш важливими є й інші фактори, які залежать від специфіки технологічного процесу, що реалізується в конкретній вібраційній установці.

Для вібромашини з подачею газу під шар сипучого матеріалу, в дослідженні [1] наведені результати експериментів, що демонструють емпіричну залежність швидкості вібротранспортування матеріалу ($V_{\text{вібро+газ}}$) від одночасної подачі газу під цей шар.

$$V_{\text{вібро+газ}} = V_{\text{сер}} \cdot \left[2.4 + \left(V_{\text{газу}} / V_{\text{кр}} \right)^{1.7} \right] \quad (4.3)$$

де $V_{\text{газу}}$ - швидкість газу, яка рівна його витраті віднесеній до площі газорозподільної решітки;

$V_{\text{кр}}$ - швидкість початку псевдо-зрідження шару сипучого матеріалу.

Оскільки площі газорозподільних решіток і витрати газу в кожній зоні однакові, швидкість вібротранспортування $V_{\text{"вібро+газ"}}$ сипучого матеріалу при одночасній подачі газу під його шар визначатиметься лише геометричними параметрами робочого органу та його динамічними характеристиками, тобто $V_{\text{"сер"}}$. Таким чином, в вібромашинах, які використовуються для реалізації чи інтенсифікації певних технологічних процесів горизонтального вібропереміщення, стабілізація оптимальних технологічних параметрів може здійснюватися шляхом коригування або конструктивних параметрів (наприклад, ω_z , A_z), або динамічних параметрів робочого органу (наприклад, α , β).

Зміна конструктивних параметрів робочого органу вібромашини може бути складною і не завжди зручною, оскільки робочий орган часто взаємодіє з іншими

допоміжними вібраційними установками в процесі виконання технології. Тому оптимальним варіантом є активне коригування динаміки робочого органу адаптивної вібраційної технологічної машини.

При впливі параметричного збурення γ (зміна маси завантаження робочого органу на $\pm\Delta M$), змінюється власна резонансна частота робочого органу вібромашини, що призводить до зміни амплітуди його коливань. Це зумовлюється зміщенням амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) робочого органу по осі частот у відповідності до напрямку зміни параметричного збурення $\pm\Delta M$. Для коригування АЧХ застосовується зміна частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу, що дозволяє підтримувати постійний резонансний режим роботи робочого органу вібромашини.

Як результат, змінюються технологічно оптимальні параметри вібраційного поля, зокрема частота, яка переходить з заданого значення ω_{zn} на нову дійсну власну резонансну частоту ω_d робочого органу вібромашини. Враховуючи нову власну резонансну частоту ω_d та оптимальні параметри вібраційного поля робочого органу, що включають ω_{zi} , A_z , у блоці синтезу Σ проводиться розрахунок необхідного значення амплітуди коливань робочого органу A_N при новій дійсній частоті ω_d . Це дозволяє зберегти оптимальну швидкість вібротранспортування $V_{сер}$ незмінною при новому значенні частоти ω_d , що забезпечує ефективність процесу при змінених параметрах.

Отже, в блоці синтезу Σ визначається необхідне значення амплітуди коливань робочого органу вібромашини A_N , виходячи з рівності, що підтримує сталу швидкість вібротранспортування при новій дійсній частоті резонансу робочого органу.

$$k \cdot A_z \cdot \omega_z \cdot \cos(\beta) \cdot \sqrt{1 - \frac{g^2 \cdot \cos^2(\alpha)}{A_z^2 \cdot \omega_z^4 \cdot \sin^2(\beta)}} = k \cdot A_N \cdot \omega_d \cdot \cos(\beta) \cdot \sqrt{1 - \frac{g^2 \cdot \cos^2(\alpha)}{A_N^2 \cdot \omega_d^4 \cdot \sin^2(\beta)}} \quad (4.4)$$

Необхідне значення амплітуди коливань робочого органу A_N , що забезпечує задану технологічно оптимальну швидкість вібротранспортування $V_{сер}$ при заданій масі завантаження робочого органу, надходить на блок порівняння 2. У цьому блоці

здійснюється порівняння між необхідною амплітудою A_N та фактичною амплітудою коливань A_d . Різниця між ними, $\pm\Delta A$, передається на регулятор амплітуди збурюючої циклічної сили 3, де на основі величини похибки $\pm\Delta A$ і розроблених оптимальних законів керування формуються керуючі сигнали для віброприводу 4. Вібропривод змінює амплітуду циклічної вимушуючої сили відповідно до необхідного значення $\pm\Delta A$, що впливає на робочий орган вібромашини 1.

Таким чином, завдяки зворотному зв'язку по власній резонансній частоті ω_d та амплітуді коливань A_d , цей метод стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних установках дозволяє постійно підтримувати технологічно оптимальні параметри вібраційного поля, навіть при зміні маси завантаження робочого органу, при мінімальних енергозатратах на вібропривод.

Висновки до розділу 4

У розділі була обґрунтована і впроваджена система автоматичного регулювання для електромеханічного приводу з форсованим дисбалансом, який створює коливання робочого елемента вібросепаратора. Завдяки використанню механізму зворотного зв'язку, який коригує частоту і амплітуду коливальної сили, що забезпечує рух системи, досягнута стабілізація швидкості переміщення зерна по спіральному жолобу вібросепаратора в горизонтальному напрямку. Це дає змогу постійно підтримувати швидкість на технологічно оптимальному рівні, необхідному для досягнення високої чистоти зерна, навіть при зміні обсягу навантаження на робочий орган вібросепаратора, при цьому мінімізуючи енергоспоживання віброприводу.

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

5.1 Огляд впливу вібрації на людський організм

Вібрація — це коливальні рухи, що відбуваються в механічних системах під дією збурень або сил, що змушують об'єкти рухатись або коливатись. Це явище є однією з основних складових багатьох технологічних процесів, а також невід'ємною частиною виробничої діяльності. У загальному розумінні, вібрація охоплює всі типи коливальних рухів, які можуть мати різну інтенсивність, частоту та амплітуду.

Одним із найбільш простих видів коливальних рухів є гармонійні синусоїдальні коливання. Вони характеризуються певними параметрами, які визначають їхню природу та вплив на навколишнє середовище. До основних параметрів гармонійних коливань належать: частота (яка вимірюється в Герцах, Гц), амплітуда (A), що визначає максимальний зсув об'єкта, вимірюваний у метрах або сантиметрах, швидкість коливання (v) — вимірюється в метрах за секунду (м/с), і прискорення (w), що визначає зміну швидкості коливання з часом, і вимірюється в м/с².

У практиці віброакустичних вимірювань замість абсолютних величин часто використовують відносні показники, зокрема віброшвидкість та рівень віброприскорення, що виражаються в децибелах (дБ) і визначаються відносно опорних значень. Ці відносні одиниці дають можливість зручніше порівнювати вплив вібрацій, а також оцінювати їх потенційну небезпеку для людини і технічних систем.

Вібрація як небезпечний фактор. Вібрація може бути як корисною (наприклад, у випадку вібраційних машин, що використовуються в аграрній та харчовій промисловості), так і шкідливою, особливо коли вона виходить за межі безпечних для людини рівнів. У технологічних процесах вібрація часто є наслідком нерівномірності чи незбалансованості обертових або зворотно-поступальних частин машин і механізмів. Такі порушення у роботі механізмів

спричиняють різноманітні небажані ефекти, серед яких знос обладнання, зниження ефективності технологічних процесів та негативний вплив на здоров'я людини.

Вибухові або аномально сильні вібрації можуть призвести до серйозних поломок в обладнанні і навіть аварій, тоді як тривалість впливу менш інтенсивних, але постійних вібрацій може спричинити поступові функціональні порушення в організмі людини. У таких випадках, в залежності від частоти, амплітуди та тривалості впливу, вібрація може стати джерелом серйозних професійних захворювань.

Види вібрацій.

Залежно від джерела вібрації та способу її контакту з людським тілом, вібрація поділяється на місцеву (локальну), загальну та змішану. Кожен з цих видів має специфічний вплив на здоров'я людини, в залежності від того, яка частина тіла піддається вібрації.

Локальна вібрація — це вібрація, яка безпосередньо впливає на певні частини тіла (наприклад, на руки, ноги або інші частини, що безпосередньо контактують з вібруючим обладнанням).

Загальна вібрація охоплює весь організм і часто виникає, коли людина працює в умовах, де вібрації поширюються на всю площу або об'єкт, що в ньому знаходиться.

Змішана вібрація поєднує елементи локальної та загальної вібрації, де один або кілька частин тіла піддаються окремому впливу, тоді як інші — більш загальному.

Частотні та часові характеристики вібрацій.

Згідно з частотним складом, вібрації поділяються на низькочастотні та високочастотні:

Низькочастотна вібрація — це вібрація з частотами в діапазоні від 16 до 32 Гц. Вона здатна викликати найбільшу фізіологічну реакцію при впливі на організм, зокрема внаслідок резонансних явищ.

Високочастотна вібрація має частоти, що перевищують 32 Гц, і хоча вона не так сильно впливає на людський організм в аспекті резонансних явищ, може спричиняти інші види патологій, зокрема нервово-м'язові розлади.

Згідно з часовими характеристиками вібрація класифікується як постійна, коли рівень вібрації змінюється не більше ніж на 6 дБ протягом хвилини, і непостійна, коли коливання рівня вібрації перевищують цей поріг.

Вплив вібрації на організм людини.

Інтенсивність вібрації та її ефект на організм людини залежить від кількості поглинутої енергії, що визначається, зокрема, віброшвидкістю. Це є важливим індикатором впливу на здоров'я людини, оскільки він безпосередньо корелює з глибиною проникнення вібрацій у тканини та органи.

Вібрація може спричинити низку небезпечних ефектів на організм, зокрема функціональні порушення у роботі різних систем організму, таких як нервова, опорно-рухова та судинна системи. Людське тіло може реагувати на вібрацію, особливо на певних частотах, таким чином, що органи та тканини вступають у резонанс, що може спричинити додаткове навантаження на них.

Вибір резонансних частот для різних органів також має велике значення. Наприклад, власні резонансні частоти внутрішніх органів (такі як серце, легені, шлунок) знаходяться в межах 6-9 Гц, а для голови — в діапазоні 25-30 Гц. Коли вібрації наближаються до цих частот, вони можуть спричинити серйозні порушення, такі як порушення нормальної функції органів.

Професійні захворювання від вібрацій.

Одними з найбільш розповсюджених захворювань, спричинених вібрацією, є вібраційна хвороба. Вона може розвиватися через тривалий вплив вібрацій на людину, особливо при роботі з вібраційними машинами або технікою. В залежності від частоти і інтенсивності вібрацій, вона може викликати різні патології.

Місцева вібрація з низькими частотами спричиняє ураження нервово-м'язової системи та опорно-рухового апарату. Наприклад, хронічний вплив таких вібрацій на руки може призвести до погіршення кровообігу, порушення

чутливості шкіри, деформації суглобів і розвитку артритів.

Високочастотні вібрації можуть призводити до спазмів судин, порушень нервової регуляції, розладів функцій серцево-судинної системи, а також до серйозних порушень центральної нервової системи.

Тривалий вплив вібраційної енергії може також спричинити вибухову хворобу, зокрема у разі систематичної або тривалої експозиції.

Методи віброзахисту поділяються на колективні та індивідуальні в залежності від того, чи знижують вони вплив вібрації на групу працівників, чи тільки на окрему людину.

Колективні методи спрямовані на зменшення вібрацій на рівні організації, щоб знизити загальний рівень впливу на персонал і забезпечити безпечні умови роботи в усіх виробничих умовах.

Вони включають:

а) Зменшення енергії вібрації у джерелі її виникнення: використання технологій і обладнання, що генерують менший рівень вібрацій; вибір вібраційних машин з низьким рівнем коливань та зменшенням амплітуди коливань.

б) Послаблення параметрів вібрації на шляху її поширення: забезпечення віброізоляції та віброгасіння на етапі проектування виробничих ліній та технологічного обладнання; використання спеціальних матеріалів, які здатні поглинати або демпфувати вібрацію.

в) Організаційно-технічні заходи: замінити операції, що вимагають застосування вібраційних машин, на дистанційне або автоматичне управління; регулярне проведення планово-запобіжних ремонтів для підтримання обладнання в робочому стані та зменшення генерації вібрацій; моніторинг вібраційних характеристик машин і механізмів не рідше одного разу на 6 місяців; змащування та балансування рухомих деталей механізмів для зменшення вібрації, що виникає через механічні несправності.

г) Технічні заходи: розробка конструкцій машин, вібраційні характеристики яких не перевищують безпечні норми, при цьому прикладене

зусилля не повинно перевищувати 15-20 кг; вібронебезпечними є машини, що генерують вібрацію, яка перевищує безпечні рівні, і тому на таких машинах необхідно забезпечувати спеціальні заходи безпеки.

д) Абсорбція та демпфування вібрації: для зменшення вібрацій в конструкціях застосовують матеріали з високим внутрішнім тертям (пластики, мастики, пінопласти, гума, пластикати, ферромагнітні сплави); товщина шару мастик на вібруючих елементах повинна бути в 2-3 рази більшою за товщину самих елементів конструкції.

е) Віброізоляція: встановлення пружних елементів у коливальні системи для зниження передачі вібрації на руки та інші частини тіла. Для цього використовуються елементи з гумометалу, гуми, пружин, рифленої або пористої гуми; пружинні амортизатори виготовляються для ізоляції низьких і високих частот і здатні витримувати вплив мастил і високих температур.

є) Віброгасіння: збільшення маси агрегату або підвищення його жорсткості для зменшення коливань; динамічне віброгасіння реалізується через встановлення обладнання на спеціальні фундаменти або масивні плити, щоб амплітуда коливань підосви фундаменту не перевищувала 0,1 – 0,2 мм (для критичних випадків — 0,005 мм); для запобігання передачі вібрацій на навколишні ґрунти створюються акустичні шви навколо фундаментів.

ж) Організаційні заходи: регулювання режиму праці працівників, що працюють з вібронебезпечними машинами; сумарний час впливу вібрації на людину не повинен перевищувати дві третини робочого дня, а безперервний вплив не повинен тривати більше 15-20 хвилин; рекомендація робити планові перерви для виконання виробничої гімнастики та гідропробуд для зменшення впливу вібрацій.

Індивідуальні методи віброзахисту полягають у застосуванні спеціальних засобів для захисту окремого працівника від вібрацій.

Вони включають:

а) Захисний одяг та взуття: рукавиці та спеціальне взуття, що демпфують вібрацію і зменшують передачу коливань через руки та ноги. Це може бути

гумове або пінопластове взуття, яке знижує вплив вібрацій; для захисту тулуба використовуються нагрудні пояси та спеціальні костюми, виготовлені з пружно-демпфуючих матеріалів.

б) Нормування вібрацій: для оцінки впливу вібрації на людину використовуються нормативні показники, такі як середньоквадратичні значення віброшвидкості та віброприскорення, а також їх похідні; вимірювання проводиться у трьох взаємно перпендикулярних осях (x, y, z).

Нормування здійснюється в різних частотних інтервалах:

Загальна вібрація: 2, 4, 8, 16, 31.5, 63 Гц.

Локальна вібрація: 8, 16, 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Для мінімізації впливу шуму та вібрації на організм людини застосовуються кілька методів:

а) Удосконалення конструкцій: покращення конструкцій машин і механізмів, що генерують менший рівень вібрацій, шляхом підвищення точності виготовлення частин і збалансування рухомих елементів.

б) Віброізоляція: відокремлення шуму та вібрації за допомогою систем звуко- і вібропоглинання та ізоляції; використання пористих матеріалів, матеріалів з високою здатністю до поглинання звуку, а також захисних бар'єрів.

в) Планування та архітектурні заходи: відокремлення вібраційних джерел від робочих приміщень шляхом належного розміщення обладнання на виробничих площах; забезпечення оптимальних відстаней між будівлями і транспортними шляхами, із використанням зелених насаджень або смуг рослинності для поглинання вібрацій.

г) Індивідуальний захист: використання спеціалізованих екранів для зниження вібрації, а також застосування спеціального спецодягу, взуття, рукавичок і захисних навушників.

Застосування комплексного підходу до захисту від вібрацій через поєднання колективних та індивідуальних методів дозволяє не тільки зменшити негативний вплив вібрацій на організм людини, але й забезпечити ефективну роботу в умовах з високим рівнем вібрацій. Це включає як технічні заходи щодо

покращення конструкцій машин і механізмів, так і організаційні заходи, що забезпечують безпеку та комфорт працівників.

5.2. Розрахунок віброізоляції вібросепаратора

Для дотримання допустимих параметрів вібрації робочих місць [14, 15] проведемо необхідний розрахунок віброізоляції вібросепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом. Загальна маса вібросепаратора $M_B = 2420$ Н, в тому числі пружно встановленого спірального вібротка $M_{pc} = 524$ Н, максимальна частота коливань $f = 17$ Гц.

У вібраційних машинах із просторовими траєкторіями коливань та дебалансними віброзбудниками амплітуда відцентрової вимушуючої сили визначається за формулою [14]:

$$F = m \cdot r \cdot n \cdot \omega^2, \quad (5.1)$$

де m – маса одного дебаланса, кг;

r – радіус центра мас дебаланса, м;

ω – кутова швидкість приводного вала, с^{-1} .

n – кількість дебалансів, що встановлені на одному кінці вала.

Оскільки частота обертів приводного електродвигуна, $n_d = 950$ об/хв., то кутова швидкість приводного вала буде рівна:

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 950 / 30 = 99,4 \text{ с}^{-1}.$$

Максимальна величина відцентрової сили, що виникає при обертанні пари дебалансів буде рівна:

$$F = 1,8 \cdot 0,08 \cdot 2 \cdot 99,4^2 = 2847,5 \text{ Н}.$$

Загальна жорсткість віброізоляторів з врахуванням статичної деформації, $\lambda_{ст} = 0,5$ см повинна бути рівною [14]:

$$K = \frac{M_{p.ч.}}{\lambda_{cm.}} = \frac{524}{0,005} = 104800, \text{ Н/см.} \quad (5.2)$$

Власна частота системи визначається з відношення:

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\lambda_{cm.}}} = \frac{5}{\sqrt{0,5}} = 7,07, \text{ Гц.} \quad (5.3)$$

Коефіцієнт передачі при гармонійних коливаннях без врахування затухання у віброізоляторах можна визначити за формулою [14]:

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{13}{7,07}\right)^2 - 1} = \frac{1}{2} = 0,5. \quad (5.4)$$

Динамічна сила, що передається на основу:

$$F_0 = F \cdot \mu = 2847,5 \cdot 0,5 = 1423,7, \text{ Н.} \quad (5.5)$$

Мінімальна площа основи вібросепаратора $120,0 \times 120,0$ см, тоді необхідна маса основи буде рівною [14]:

$$m_0 = (M_B - M_{p.z.}) / g, \text{ кг.} \quad (5.6)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$m_0 = \frac{2420 - 524}{9,81} = 193,3 \text{ кг.}$$

Власна частота коливань основи вібросепаратора визначається за формулою:

$$f_\phi = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{z.H.}}{m_0}}, \text{ Гц.} \quad (5.7)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$f_\phi = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{104800}{1933}} = 1,17 \text{ Гц.}$$

Тоді амплітуда переміщень основи вібросепаратора буде рівною [14]:

$$a_0 = F_0 / \left(K_0 \cdot \left(\frac{f^2}{f_\phi^2} - 1 \right) \right), \text{ мм} \quad (5.8)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

$$a_0 = 6181,2 / \left(104800 \cdot \left(\frac{13^2}{1,17^2} - 1 \right) \right) = 4,81 \cdot 10^{-4}, \text{ мм}$$

Оскільки амплітуда переміщень основи вібросепаратора $a_0 = 0,000481$ мм менша $a_{дон} = 0,02822$ мм, то, при застосуванні пружних віброізоляторів амплітуда вібропереміщення основи вібросепаратора не перевищує допустимих меж, а отже віброізолятори вибрані правильно.

5.3 Техніко-економічні показники

Для оцінки комерційної доцільності впровадження вібраційного сепаратора з електромеханічним приводом проведемо порівняння прибутку, який можна отримати від експлуатації двох різних типів сепараторів. Першим об'єктом порівняння є сепаратор для первісного очищення зерна типу ЗВС-10-А. Цей сепаратор інтегрується в технологічні лінії зерноочисних установок серії ЗАВ-20 та спеціалізовані комплекси, які використовуються в різних аграрних регіонах країни. Пропускна здатність цього сепаратора складає 20 тонн на годину, його вартість становить 60 000 гривень, вага — 1405 кг, а потужність електрообладнання — 7,7 кВт. Другим об'єктом для порівняння є вібраційний сепаратор з електромеханічним приводом.

Оскільки основна мета дослідження полягає в підтвердженні принципу роботи вібраційного сепаратора з електромеханічним приводом, для оцінки економічної ефективності цієї розробки достатньо обчислити комерційну вигоду від заміни одного існуючого сепаратора, а потім розширити ці результати на необхідну

кількість вібросепараторів.

Загальні витрати на виготовлення спірального вібраційного сепаратора складають [16]:

$$Z_{\text{зат}} = C_v E_n, \quad (5.9)$$

де C_v – вартість виготовлення машини;

E_n – нормативний коефіцієнт капіталовкладень, $E_n = 0,15$.

Перелік та вартість матеріалів на виготовлення вібраційного сепаратора приведена у таблиці 6.1.

Даткові матеріали: болти, гайки, шайби, фарбу та інше, приймаємо 10 % від вартості основних матеріалів. Тоді вартість усіх матеріалів становить:

$$B = 6600 \cdot 1,1 = 7260 \text{ грн.}$$

Розраховуємо затрати на виготовлення та збірку. Для складальних робіт необхідні зварник, бляхарник та слюсар-складальник, всі працівники зайняті в одну зміну протягом десяти днів. Оплата праці працівників за зміну становить:

зварювальник – 400 грн.

бляхарник – 360 грн.

слюсар-складальник – 380 грн.

Таблиця 5.1 – Вартість матеріалів на виготовлення вібраційного сепаратора

Матеріал	Одиниці виміру	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Загальна вартість, грн
Кутник 60x60x5	м	56	25	1400
Стальний лист СТЗсп S3	м ²	30	14	420
Провід пружинний	м	80	2,5	200
Муфта пружинна в зборі	шт.	1	80	80
Віброопора ОВ-31М-УХЛ4	шт.	4	50	200
Підшипник 306	шт.	2	60	120
Електродвигун 4АМ90L6У3	шт.	1	2280	2280
Сталь 30	кг	80	100	800
Гума транспортерна	м	10	60	600
Сітка металева 3 мм	м ²	10	20	200
Пульт керування	шт.	1	300	300
Всього				6600

Затрати на оплату праці складають:

$$O_{np} = (O_{зв} + O_{сл} + O_{бл}) \cdot K_{з}, \quad (5.10)$$

де - $O_{зв}$. $O_{сл}$. $O_{бл}$ - оплата праці за зміну відповідно зварювальника, слюсаря, бляхарника.

$K_{з}$ – кількість робочих змін.

$$O_{np} = (400 + 360 + 380) \cdot 10 = 11400 \text{ грн.}$$

Тоді, вартість виготовлення вібраційного сепаратора визначаємо як суму затрат на матеріали та оплату праці.

$$B_{с} = B + O_{np}, \quad (5.11)$$

де B - вартість матеріалів, грн;

O_{np} - оплата праці, грн

$$B_{с} = 7260 + 11400 = 18660 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування:

$$A_{с} = 18660 \cdot 0,15 = 2800 \text{ грн.}$$

До основних експлуатаційних витрат [16] при впровадженні запропонованого вібраційного сепаратора можна віднести енерговитрати при його роботі та витрати на заробітну плату обслуговуючому персоналу.

Розраховуємо річні енерговитрати при експлуатації даного спірального вібраційного сепаратора, за формулою:

$$Z_{ен} = N_{np} \cdot t_{р.зм} \cdot n_{зм} \cdot n_{р} \quad (5.12)$$

де N_{np} – сумарна потужність приводу та потужність, що споживають апарати керування, $N_{np} = 3,0$ кВт;

$t_{р.зм}$ – робочий час однієї зміни;

$n_{зм}$ – кількість змін;

$n_{р}$ – кількість робочих днів у році, $n_{р} = 250$ днів;

Робочий час однієї зміни розраховуємо за формулою:

$$t_{р.зм} = T_{зм} - T_{пз}, ; \quad (5.13)$$

де $T_{зм}$ – час однієї зміни, год;

$T_{пз}$ – час підготовчо-заключних робіт

$$t_{р.зм} = 8 - 1,5 = 6,5, \text{ год.}$$

Тоді:

$$Z_{ен} = 3,0 \cdot 6,5 \cdot 1 \cdot 250 = 4875 \text{ кВт·год./рік.}$$

Визначаємо енерговитрати в гривнях, вартість однієї кВт·год. електроенергії для господарств складає 1,62 грн., звідки:

$$B_e = 4875 \cdot 1,62 = 7897,5 \text{ грн./рік.}$$

Визначаємо витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу за формулою:

$$Z_n = Z_{зм} \cdot H_m \cdot H_{np} \quad (5.14)$$

де $Z_{зм}$ – місячна заробітна плата працівникам, що обслуговують сепаратор - $Z_{зм} = 6200$ грн;

H_m - кількість місяців в році, $H_m = 12$;

H_{np} - кількість обслуговуючого персоналу - 1 люд.

Тоді:

$$Z_n = 6200 \cdot 12 \cdot 1 = 74400 \text{ грн./рік.}$$

Звідки загальні експлуатаційні витрати складають:

$$Z = A_e + B_e + Z_n \quad (5.15)$$

$$Z = 2800 + 7897,5 + 74400 = 85097,5 \text{ грн.}$$

Аналогічно розраховуємо загальні експлуатаційні витрати для базової моделі: потужність приводу $N_{np} = 7,7$ кВт; балансова вартість машини 60000 грн.;

Затрати на виготовлення:

$$Z_{виг} = 60000 \cdot 0,15 = 9000 \text{ грн.}$$

Річні енерговитрати:

$$Z_{ен} = 7,7 \cdot 6,5 \cdot 1 \cdot 250 = 12512,5 \text{ Вт·год.}$$

Вартість електроенергії:

$$B_e = 12512,5 \cdot 1,62 = 20270,3 \text{ грн./рік.}$$

Витрати на оплату праці:

$$Z_n = 6200 \cdot 12 \cdot 1 = 74400 \text{ грн./рік.}$$

Звідки загальні експлуатаційні витрати на базову модель становлять:

$$З = 9000 + 29270,3 + 74400 = 112670,3 \text{ грн.}$$

При використанні нового вібраційного сепаратора економія експлуатаційних витрат буде становити:

$$E = 112670,3 - 85097,5 = 27572,8 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний економічний ефект [16] від впровадження спірального вібраційного сепаратора:

$$E_p = E + E_n \cdot \Delta_B,$$

де E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень $E_n = 0,15$;

Δ_B - зменшення балансової вартості вібросепаратора, грн.

$$\Delta_B = 60000 - 18660 = 41340 \text{ грн.}$$

Тоді:

$$E_p = 27572,8 + 0,15 \cdot 41340 = 33773,8 \text{ грн.}$$

Визначаємо термін окупності вібросепаратора:

$$T_{ок} = B_с / E_p,$$

де $B_с$ - балансова вартість нового вібросепаратора грн.

E_p – річний економічний ефект.

$$T_{ок} = 18660 / 33773,8 = 0,56 \text{ року.}$$

Отже, термін окупності вібросепаратора становить 0,56 року чи 6,8 місяця.

Результати розрахунку економічної ефективності впровадження нового вібросепаратора зведені в таблиці 5.2.

Таблиця 6.2 – Техніко-економічна ефективність розробленого вібросепаратора

Показники	Вібросепаратори		Відхилення (+ -)
	базовий	новий	
Продуктивність вібросепаратора, кг/год.	10000	10000	-
Балансова вартість, грн.	60000	18660	41340
Затрати на електроенергію, грн./рік	29270,3	7897,5	21372,8
Загальні експлуатаційні витрати, грн./рік	112670,3	85097,5	27572,8
Річний економічний ефект, грн.	-	41340	-
Строк окупності, роки	-	0,56	-

Висновки до розділу 5

Застосування комплексного підходу до захисту від вібрацій через поєднання колективних та індивідуальних методів дозволяє не тільки зменшити негативний вплив вібрацій на організм людини, але й забезпечити ефективну роботу в умовах з високим рівнем вібрацій. Це включає як технічні заходи щодо покращення конструкцій машин і механізмів, так і організаційні заходи, що забезпечують безпеку та комфорт працівників.

Оскільки амплітуда переміщень основи вібросепаратора $a_0 = 0,000481$ мм менша $a_{дон} = 0,02822$ мм, то, при застосуванні пружних віброізоляторів амплітуда вібропереміщення основи вібросепаратора не перевищує допустимих меж, а отже віброізолятори вибрані правильно.

Інтеграція вібраційного сепаратора в виробничий процес дозволяє знизити витрати на електроенергію на 21 372,8 гривні щорічно, а також зменшити загальні операційні витрати на 27 572,8 гривні на рік. Це, в свою чергу, позитивно впливає на собівартість виробленого зерна. Окупність обладнання відбувається швидко — всього за 0,56 року. З урахуванням потреби в вібросепараторах у Вінницькій області, яка становить близько 150 одиниць, можна оцінити загальний економічний ефект від їхнього впровадження в регіоні. Сукупний зиск складає понад 6 млн. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Хлібоприймальні пункти (елеватори) виконують післяжнивну обробку зерна, яка включає кілька етапів: первинне очищення, сушіння вологого зерна, його зберігання, а також фінальне доочищення сухого (або підсушеного) зерна перед відвантаженням. Створення новітніх енергозберігаючих агрегатів для сепарації сипких сільськогосподарських продуктів є важливим завданням для України з огляду на обмежені енергетичні ресурси. Однак, існуючі зерноочисні сепаратори мають недостатню ефективність і не відповідають зростим вимогам до якості насіннєвого зерна.

2. Недоліки існуючих конструкцій вібраційних та вібропневматичних сепараторів зумовлені конструктивними недоліками, які спричиняють незадовільну якість роботи та значні енергетичні витрати. Тому розробка компактного, надійного та ефективного вібросепаратора, що забезпечить високу якість очищення насіннєвого зерна, є нагальним завданням для національної економіки.

3. Ідеальним для досягнення високої якості очищення насіннєвого матеріалу є вібраційний сепаратор з електромеханічним приводом та системою з розбірним вертикальним дебалансним валом. Така конструкція має простоту та збалансованість, а також здатність працювати в енергоощадному резонансному режимі, що дозволяє забезпечити оптимальні умови для очищення зерна.

4. Вдосконалення динамічної моделі спірального вібрототка сепаратора з електромеханічним приводом дозволило встановити аналітичні зв'язки між параметрами коливань спірального лотка та характеристиками віброприводу. Це дало змогу створити регульований електромеханічний привод, який дозволяє автоматизовано та незалежно налаштовувати параметри коливань — частоту та амплітуду.

5. Попередній розрахунок потужності приводного двигуна був проведений для вибору асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором

моделі 4AM132M6УЗ потужністю 3 кВт. Механічна характеристика двигуна була змодельована за допомогою програмного комплексу Mathcad 2001, що дозволило оцінити здатність двигуна до перевантаження та його теплові характеристики.

6. Розробка системи автоматичного управління електромеханічним приводом дозволила забезпечити стабілізацію швидкості горизонтального транспортування зерна по спіральному вібрлотку завдяки зворотному зв'язку за частотою та амплітудою коливань. Це дозволяє підтримувати технологічно оптимальну швидкість очищення зерна, незалежно від змін маси зерна, і зменшити енергетичні витрати на роботу віброприводу.

7. Аналіз впливу вібрації на організм людини показав необхідність розробки відповідних методів захисту. Були розраховані заходи з віброізоляції вібросепаратора із застосуванням пружинних елементів — віброопор, що сприяє зниженню вібраційного навантаження на операторів.

8. Економічний ефект від впровадження вібраційного сепаратора полягає в зниженні енергетичних витрат на 21 372,8 грн. на рік та зниженні загальних операційних витрат на 27 572,8 грн. на рік, що безпосередньо зменшує собівартість виробленого зерна. Термін окупності нового обладнання складає лише 0,56 року. Якщо врахувати потребу у вібросепараторах на рівні Вінницької області (150 одиниць), загальний економічний ефект становить понад 6 млн. гривень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Демский А. Б., та ін. “Процеси сепарування на зернопереробних підприємствах” – К.: Вища школа, 1980. – 304 с.
2. Лехман С.Д. “Довідник з охорони праці в сільському господарстві” – К.: Урожай, 1990. – 120 с.
3. Патент України № 104108 С2, Керований віброзбуджувач. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Мокрицький Р. Б. Бюл. № 24, 2013.
4. Патент України № 105075 С2, Спосіб стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Бюл. № 7, 2014.
5. Патент України № 69424, Вібраційний сепаратор. Ярошенко Л.В., Мамалига В. С. Омельянов О.М. Бюл. № 9, 2004
6. Патент України № 79624, Багатофракційний вібраційний сепаратор. - Ярошенко Л.В., Серета Л.П. Бюл. № 10, 2007.
7. Патент України № 92041, Спосіб стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. Ярошенко Л.В., Серета Л. П., Чубик Р. В. Бюл. № 18, 2010
8. Патент України № 98184 С2, Багатофракційний вібраційний сепаратор. Ярошенко Л.В., Гунько І.В. Бюл. № 8, 2012.
9. Ярошенко Л. В. Нові сільськогосподарські вібраційні машини з вертикальним приводним валом / Вібрація в техніці і технологіях.- 2002.-№ 4. - С. 97 - 105.
10. Ярошенко Л.В., Берник П. С., Писаренко В. Г. Пружні підвіски вібраційних машин/Надійність машин та прогнозування їх ресурсу: Доповіді міжнародної науково-технічної конференції. – Івано-Франківськ:, 2000. – С. 172 – 179.
11. Ярошенко Л.В., Грищук О. А. Удосконалення конструкції вібросепаратора для насіння багатолітніх трав та його аналіз/Vedecký pokrok na rozmezí millennium – 2009. Materialy V mezinárodní vědecko-praktická conference. – Praha: Publishing House “Education and Science” s. r. o., - 2009. – 184 p. P. 51-56.
12. Ярошенко Л.В., Мамалига В. С., Омельянов О.М., Килимнюк П. В. Спіральний

- вібросепаратор для насіння багаторічних трав/ПМНТК “ Вібрація в техніці і технологіях “/ Праці. - Вінниця, ВДСГІ, 1998.-С.169-171.
13. Ярошенко Л.В., Серета Л.П., Берник П. С., Енергоощадні вібраційні машини для кормовиробництва/Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірник праць / УкрНДІ по прогнозуванню та випробуванню техніки і технологій для сільсько-господарського виробництва. – Дослідницьке, 2003. – Випуск 6(20). – 218 с. – С. (152-157).
 14. Ярошенко Л.В., Солоня О.В. Багатофракційний вібраційний сепаратор з вертикальним кінематичним віброзбуджувачем/Вібрації в техніці та технологіях. - 2009.-№ 4 (56) -С.-157 - 160.
 15. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Електромеханічна модель адаптивного багато фракційного вібраційного сепаратора/Вібрації в техніці та технологіях. - 2011.- № 3 (63) -С.-126 - 131.
 16. Ярошенко Л.В., Чубик Р.В. Керовані вібраційні технологічні машини. Монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355 с. ISBN 978-966-2462-35-7.
 17. А. А. Видмиш, Л. В. Ярошенко. Основи електропривода. Теорія та практика. Частина 1./Навчальний посібник. – Вінниця: ВНАУ, 2020. – 388 с.
 18. Матвійчук В.А., Стаднік М.І., Рубаненко О.О. Електропривод виробничих машин і механізмів. Навчальний посібник з виконання курсової роботи. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – с.
 19. Г.М. Калетнік, С.Т. Олійнічук, О.П. Скорук, О.В. Климчук, В.І. Яцковський, Д.М. Токарчук, І.А. Здор Альтернативна енергетика України: особливості функціонування і перспективи розвитку: Колективна монографія / [за ред. проф. Г.М. Калетніка]. – Вінниця: «Едельвейс і К», 2012. – 250 с.
 20. Електропривод: підруч. для вузів. Ч.1 / О.С. Марченко, Ю.М. Лавріненко, П.І. Савченко, Є.Л. Жулай; за ред. О.С. Марченка. – К. : Урожай, 1995. – 207, [2] с. – ISBN 5-337-01695-4:
 21. Електропривод сільськогосподарських машин, агрегатів та потокових ліній: Підручник / Є.Л. Жулай, Б.В.Зайцев, О.С.Марченко и др; Ред. Є.Л.Жулай. – К.:

Вища освіта, 2001. – 288 с.. – ISBN 966-95995-2-0:

22. Електропривод і застосування електроенергії у сільському господарстві / І.І. Мартиненко; В.Ф. Гончар; Л.П. Тищенко; І.І. Шарамок; за ред. І.І. Мартиненка; – 2-ге вид., перероб. і доп.. – К. : Урожай, 1983. – 304 с.
23. Практикум з електропривода: Навч. посіб. для виклад. і студ. / В. С. Олійник, О. С. Марченко, Є. Л. Жулай. – К.: Урожай, 1995. – 192 с.. – ISBN 5-337-01603-2:
24. Електропривод : підручник / Лавріненко Ю. М. та ін. ; за ред. Ю. М. Лавріненка. Київ, 2009. 504 с.
25. Практикум з електропривода / Олійник В. С., Марченко О. С., Жулай Є. П., Лавріненко Ю. М. Київ : Урожай, 1995. 190 с.
26. Охорона праці в галузях сільського господарства: навч. посібн. / І.П. Осадчук, М.М. Сакун, П.І. Осадчук, Т.В. Столярова / ОДАУ. Каф.безпеки життєдіяльності. – Одеса: Видавництво Барбашин, 2007. – 480 с.