

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр" на тему:

Обґрунтування технологічного процесу очистки та конструктивних параметрів віброприводу зерносепаратора

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІз-1-22
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Чалий Руслан Володимирович

Керівник: _____ Пугач Андрій Миколайович

Рецензент: _____

Дніпро 2024

1. Мета і задачі досліджень. 2. Аналіз літературних і патентних джерел. 3. Теоретичні дослідження. 4. Програма і методика досліджень 5. Результати досліджень. 6. Економічні показники. 7. Висновки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Пугач А.М., професор		
2	Пугач А.М., професор		
3	Пугач А.М., професор		
4	Пугач А.М., професор		
5	Пугач А.М., професор		
6	Пугач А.М., професор		
нормоконтроль	Теслюк Г.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 20.09.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 18.04.2023 р.	Виконав
2	Теоретичний	до 20.06.2023 р.	Виконав
3	Експериментальний	до 12.09.2023 р.	Виконав
4	Охорона праці	до 07.11.2023 р.	Виконав
5	Економічний	до 14.11.2023 р.	Виконав
6	Демонстраційна частина	до 29.01.2024 р.	Виконав

Студент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Чалий Р.В. Обґрунтування технологічного процесу очистки та конструктивних параметрів віброприводу зерносепаратора / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» - ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

У першому розділі представлено аналіз сучасних технологічних процесів віброприводу зерносепаратора.

У другому розділі проведено теоретичні дослідження електромеханічного приводу вібраційного сепаратора.

У третьому розділі представлено програму та методику експериментальних досліджень.

У четвертому розділі приведено результати експериментальних досліджень.

У п'ятому розділі приведено аналіз стану охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

У шостому розділі приведено оцінку економічної ефективності від впровадження

Ключові слова: привід, колювання, резонансний режим, вібросепаратор, технологічні параметри, енергозатрати.

Чалий Р.В. Обґрунтування конструкції електромеханічного приводу вібраційного сепаратора / Р.В. Чалий // V Міжнародна науково-практична конференція «MODERN RESEARCH IN SCIENCE AND EDUCATION», 11-13.01.2024 Чикаго, США.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	12
1.1 Аналіз технологічного процесу роботи вібраційних сепараторів.....	12
1.2 Аналіз конструкцій вібраційних сепараторів.....	14
Висновки.....	30
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА.....	32
2.1 Модель сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом.....	32
2.2 Залежності між конструктивними параметрами електромеханічного привода з вертикальним валом та параметрами коливань вібрлотка	35
2.3 Обґрунтуванням конструкції регульованого електромеханічного приводу вібраційного сепаратора.....	39
Висновки.....	45
3 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ВІБРОСЕПАРАТОРА.....	46
3.1 Розрахунок та вибір приводного електродвигуна вібросепаратора.....	46
3.2 Розрахунок приведених моментів інерції та інерційних мас приводу.....	49
3.3 Перевірка приводного двигуна за перевантажувальною здатністю та нагріванням.....	50
3.4 Розрахунок і побудова механічних характеристик приводного електродвигуна.....	51
Висновки.....	53
4 РОЗРОБКА СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА.....	55
4.1 Обґрунтування вибору керованих величин системи автоматичного керування електромеханічним приводом коливань.....	55

4.2 Обґрунтування та розробка системи автоматичного керування коливань.....	56
Висновки.....	60
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	61
Висновки.....	64
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	65
Висновки.....	67
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70
ДОДАТКИ.....	73

ВСТУП

Післязбиральний обробіток врожаю є невід'ємною частиною сільського господарства, яка визначає успіх у зберіганні та підготовці продукції до подальшої реалізації на ринку. Цей процес включає в себе кілька важливих кроків, які допомагають зберегти якість та вартість зібраного урожаю. Першим етапом після збирання є очищення продукції від домішок, залишків рослин, каміння та інших чужорідних предметів. Це забезпечує високу якість продукту та усуває ризик пошкодження обладнання на наступних етапах обробки. Після очищення продукцію може піддавати сортуванню та калібруванню. Сортування дозволяє відокремити продукцію за розміром, якістю або іншими параметрами, щоб сформувати партії однорідного товару, що полегшує подальший транспорт та зберігання. Калібрування забезпечує відбір продукції за точними розмірами або вагою, що дозволяє пропонувати споживачам однорідний продукт. Іншим важливим кроком є упакування. Правильна упаковка допомагає зберегти свіжість та якість продукції протягом тривалого періоду зберігання та транспортування. Вона також грає важливу роль у маркетинговій стратегії, оскільки привабливе та функціональне пакування може залучити увагу покупців.

Не менш важливим етапом післязбирального обробки є зберігання. Відповідні умови зберігання, такі як оптимальна температура та вологість, допомагають продукції зберегти свою якість та поживні властивості на тривалий час. Всі ці кроки післязбирального обробки врожаю мають велике значення для якості продукції, її конкурентоздатності на ринку та задоволення потреб споживачів. Оптимізація цих процесів є важливим завданням для сучасного сільського господарства, спрямованого на забезпечення якісної та ефективної продукції. Зважаючи на розвиток технологій, сучасні методи післязбирального обробки врожаю також включають автоматизацію процесів. Використання сортувальних машин, оптичних систем визначення якості, роботизованих систем упакування та інших передових технологій дозволяє підвищити ефективність та точність обробки продукції. Крім того, наукові дослідження в сфері зберігання

врожаю ведуться з метою вдосконалення умов зберігання, розробки нових видів упаковки, а також використання спеціальних обробників для зберігання, які зберігають свіжість продукції на тривалий термін. Крім технічних аспектів, екологічно чисті методи обробки, зокрема використання органічних або біорозкладних упаковочних матеріалів, стають все більш актуальними у контексті збереження навколишнього середовища та задоволення попиту споживачів на екологічно безпечні продукти. Післязбиральний обробіток врожаю постійно розвивається, спираючись на нові технології та наукові відкриття, щоб забезпечити якісну, безпечну та конкурентоздатну продукцію, яка задовольнить потреби споживачів у всьому світі. Зважаючи на регіональні особливості та типи культур, підходи до післязбирального обробітку можуть відрізнятися. Наприклад, у випадку овочів та фруктів, холодильні камери з регульованою атмосферою можуть бути ключовими для збереження свіжості. Тим часом, у разі зернових культур, сушіння та вологозберігаючі системи є критичними для підтримання якості. Розуміння потреб конкретної культури та умов зберігання є важливим для ефективного післязбирального обробітку. Технології можуть бути налаштовані для оптимальної роботи з різними видами продуктів, що дозволяє забезпечити оптимальні умови зберігання та транспортування для кожного з них.

Крім технологічних аспектів, навчання та консультації фермерів щодо найкращих практик післязбирального обробітку також має велике значення. Інформування про оптимальний час збирання, методи обробки та зберігання може покращити якість продукції та зменшити втрати. Таким чином, адаптація підходів до післязбирального обробітку врожаю до конкретних умов та типів продукції є ключовою для забезпечення оптимальної якості, збереження вартості та задоволення попиту на ринку.

Зерносепаратори відіграють невід'ємну роль у сільському господарстві, забезпечуючи важливий етап обробки зернових культур. Ці технологічні пристрої відповідають за ефективне відділення корисного зерна від непотрібних домішок та відходів. В роботі детально розглянемо принцип роботи

зерносеparatorів, їхню роль у післязбиральній обробці, різноманітні типи та моделі цих пристроїв, а також їхнє значення для оптимізації виробництва зернових культур. Вивчення цього аспекту є важливим для розуміння технологічних інновацій у сільському господарстві та підвищення продуктивності врожаю.

У світлі постійного зростання вимог до ефективності виробництва та якості сільськогосподарської продукції, зерносеparatorи стають необхідним елементом для досягнення оптимальних результатів. Їхнє використання дозволяє не лише забезпечити високу якість зернових культур, але й знизити втрати та покращити ефективність усього процесу обробки врожаю. Від розуміння принципів функціонування цих пристроїв до визначення оптимального вибору моделі для конкретних умов виробництва - у цьому розділі ми детально проаналізуємо роль та переваги зерносеparatorів, а також їхній внесок у вдосконалення сільськогосподарського виробництва.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є обґрунтування та удосконалення методики розрахунку приводу коливань спірального вібросеparatorа, що забезпечує мінімальні енергозатрати на збудження коливань.

Для досягнення поставленої мети вирішено такі завдання досліджень:

- обґрунтувати, застосування резонансного електромеханічного віброприводу коливань вібросеparatorа;
- розробити конструктивну схему віброприводу з вертикальним приводним валом, що дозволяє незалежне регулювання амплітуди та частоти коливань;
- розробити систему автоматичного керування електроприводом коливань спірального решітного стану вібросеparatorа;
- обґрунтувати методика розрахунку електромеханічного приводу коливань решітного стану спірального вібросеparatorа.

Об'єктом дослідження є технологічний процес роботи електромеханічного віброприводу вібросеparatorа для очищення зерна шляхом

підтримання.

Предметом є – привід коливань решітного стану спірального вібросепаратора.

Методи дослідження. При проведенні теоретичних досліджень застосовувались методи системного аналізу а для обробки експериментальних даних - методи прогнозування та інтерполяції.

Наукова новизна отриманих результатів. Виведено аналітичні залежності для визначення зв'язку між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами. Проведено експериментальні дослідження, за результатами яких визначено відповідність теоретичних залежностей реальним робочим процесам.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано інженерну методику розрахунку з використанням результатів досліджень очищення сипучої зернової продукції.

1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРІВ І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз технологічного процесу роботи вібраційних сепараторів

Сепарування зерна - це різнопланова складна науково-технічна проблема, яка залежно від постановки задачі має різноманітні рішення, особливо при розгляді питань очищення, сортування зерна на етапі післязбиральної обробки, підготовки партій зерна до необхідних кондицій різних виробництв і підготовки насіннєвого матеріалу. Можна сміливо сказати, що сепарування на даних етапах піддається 100 % врожаю.

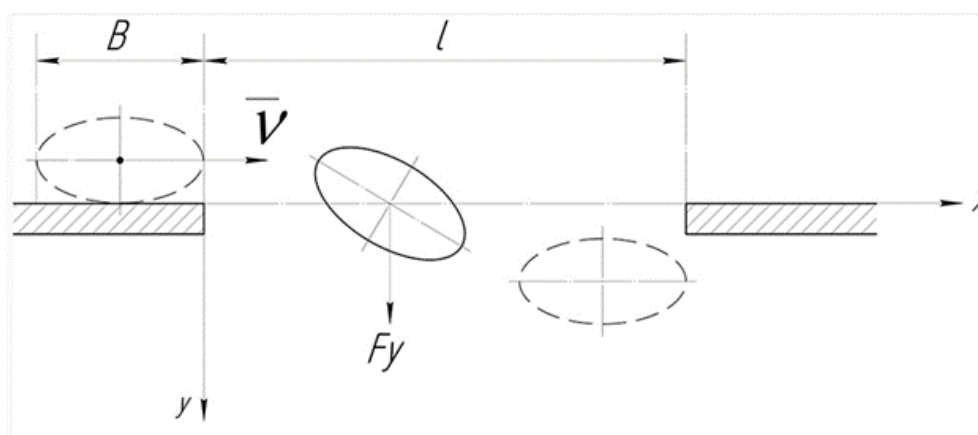


Рисунок 1.1 – Проходження зерна через довгастий отвір

Частинки повинні мати розміри, менші за розмір отвору. Менший з розмірів поперечного перерізу частинки називається її товщиною, а більший - довжиною. Довжина прямокутного отвору більша за довжину будь-якої частинки (15-20 мм), тому частинки, товщина яких менша за розмір отвору, пройдуть через прямокутний отвір. Через круглий отвір можуть пройти лише частинки, товщина і ширина яких менша за діаметр отвору. Тому, якщо довга вісь частинки перпендикулярна до площини отвору, частинка пройде через круглий отвір.

Таку умову розташування частинок над отвором під час руху зернової маси по площині решета реалізувати досить важко і вона стає можливою у режимах з

підкиданням. Тому ефективність сепарування злакових культур із зернами витягнутої форми на решетах з круглими отворами невелика. Виняток становлять такі культури як горох, ріпак, кукурудза.

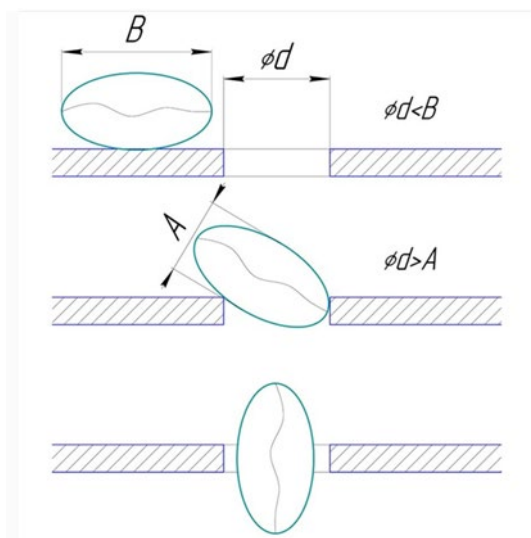


Рисунок 1.2 – Умови проходження через круглий отвір

Дуже важливим моментом є орієнтація прямокутних частинок над прямокутним отвором, що представлено на рис.1.3.

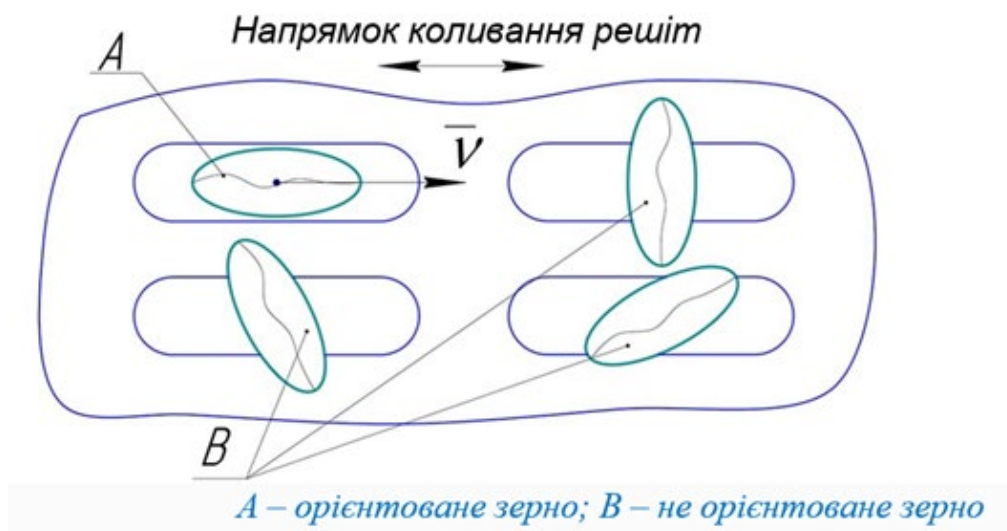


Рисунок 1.3 – Умови орієнтації частинок

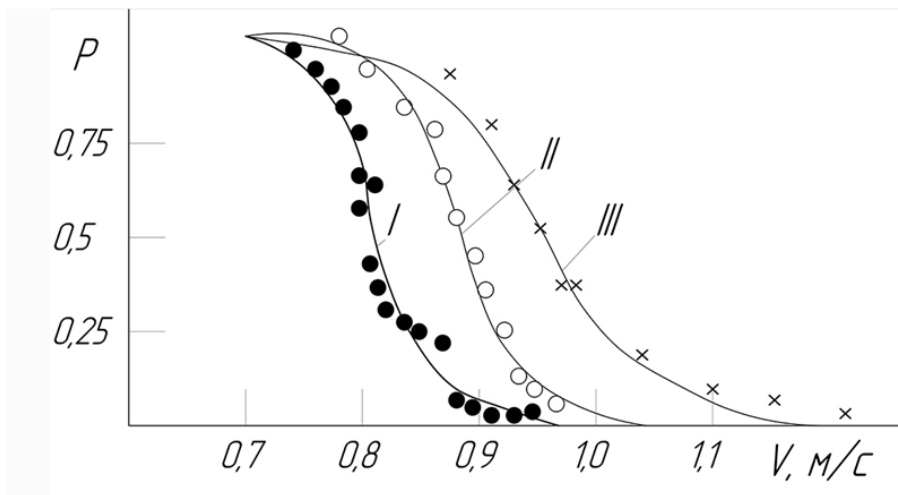


Рисунок 1.4 – Розрахункові залежності ймовірності просіювання частинки від її швидкості над горизонтальними отворами

1.2 Аналіз конструкцій вібраційних сепараторів

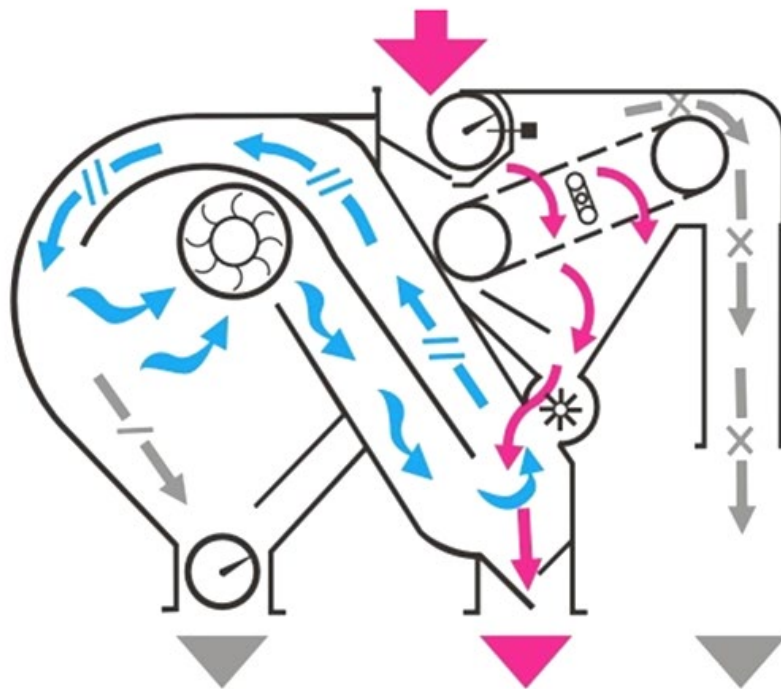


Рисунок 1.5 – Конструктивна схема сепаратора МПО-50

На рис. 1.6 – наведено характер руху зернового матеріалу при впливі динамічного напору.

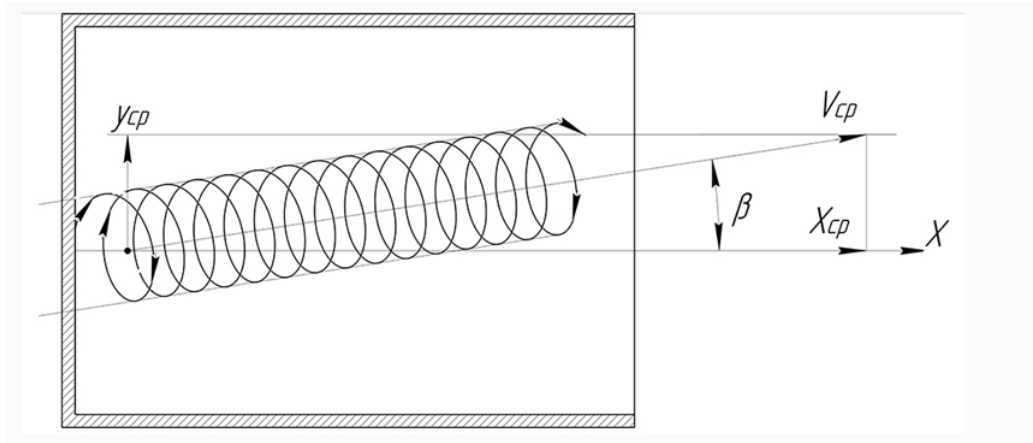


Рисунок 1.6 – Врахування динамічного напору і рух зернового матеріалу

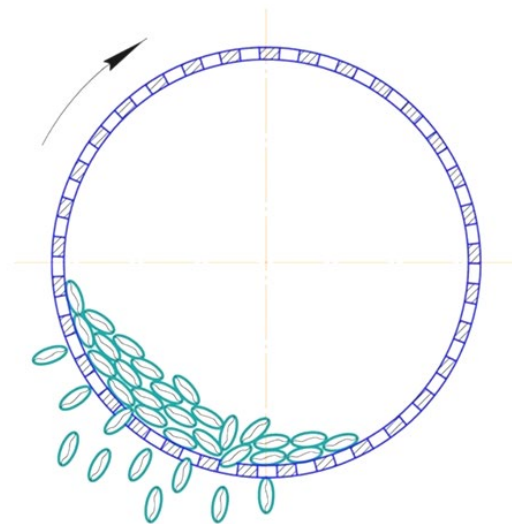


Рисунок 1.7 – Принципова схема роботи трієра

До циліндричних сепараторів відносяться також скальператори, але вони не мають функції очищення або сортування зерна. Вони лише видаляють із зернової маси сторонні предмети і виконують функцію запобіжного пристрою.

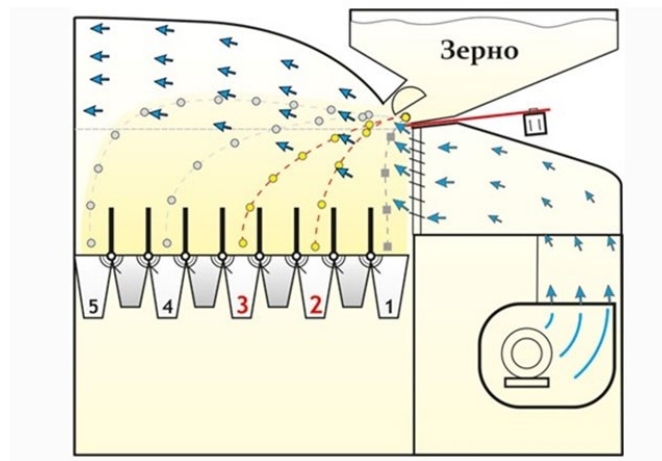


Рисунок 1.8 – Конструктивна схема пневмосепаратора

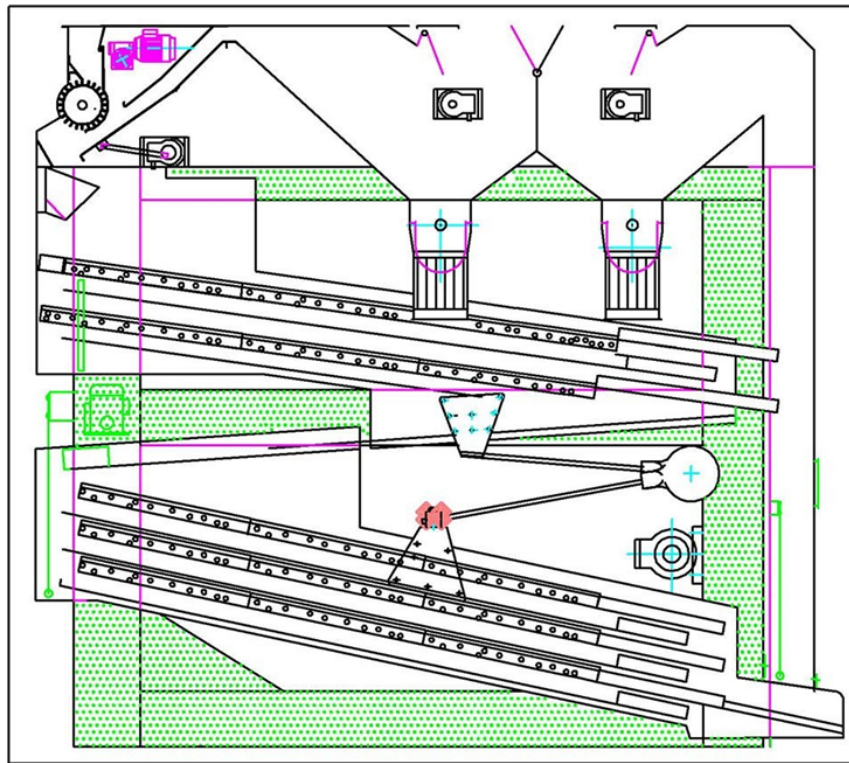


Рисунок 1.8 – Повітряно решітний сепаратор

Вібраційний сепаратор [3], що зображений на рис. 1.9 містить живильник 1, який складається з накопичувальних камер 2 однакового об'єму, оснащених направляючими жолобами 3, робочий орган 4, установлений на несучій рамі 5, і виконаний у вигляді паралельних неперфорованих жорстко закріплених між собою пластин 6, пристрій 7 для регулювання кутів нахилу неперфорованих

пластин 6, розсіювальної пластини 8, кожна з яких з'єднана з відповідною неперфорованою пластиною 6 за допомогою еластичного елемента 9, механізм 10 регулювання кута нахилу розсіювальної пластини 8, приймачі 11 сепарованого матеріалу. Живильник 1 розділений розділовими пластинами 12 на накопичувальні камери 2.

Вібраційний сепаратор працює таким чином. Матеріал, що сепарують, засипають у накопичувальні камери 2 живильника 1, зв'язаного з віброприводом (на кресленні не показаний). Накопичувальні камери 2 утворені вертикальними перегородками 12 різної висоти для одержання однакового об'єму в кожній накопичувальній камері 2, що дозволяє забезпечити одночасне припинення подачі матеріалу, що сепарують, на робочий орган 4. Потім матеріал по жолобах 3 надходить на розсіювальні пластини 8. Верхній поздовжній край кожної розсіювальної пластини 8, шарнірно з'єднаний з несучою рамою 5. Кут нахилу розсіювальної пластини 8, змінюється за допомогою механізму 10 регулювання. При цьому розсіювальна пластина 8, практично нерухома у верхній частині і має амплітуду коливань, відповідну амплітуді коливань неперфорованої пластини 6 у своїй нижній частині. Нижній поздовжній край кожної розсіювальної пластини 8, з'єднаний за допомогою еластичного елемента 9 з верхнім поздовжнім краєм відповідної неперфорованої пластини 6. На пластині 8 частки матеріалу піддаються попередньому розосередженню з урахуванням діючих на них сил інерції та коефіцієнтів тертя часток. Поступове зростання амплітуди коливання пластини 8 від верхньої її частини до нижньої сприяє плавному і швидкому входженню часток у режим розосередження і подальшого вібропереміщення. Подальший поділ матеріалу відбувається на поверхні неперфорованих пластин 6, що піддаються вібрації за допомогою вібропривода. Пакет паралельних жорстко закріплених між собою неперфорованих пластин 6 установлюють за допомогою пристрою 7 під різними кутами нахилу в поздовжньому і поперечному напрямку до горизонтальної поверхні. Неперфорована пластина 6 здійснює прямолінійні гармонійні коливання, що забезпечує переміщення часток матеріалу, що сепарують, по поверхні неперфорованих пластин. Оскільки частки піддалися

попередньому розосередженню на пластинах 8 їх подальша сепарація відбувається без взаємодії з частками, які значно відрізняються фізико-механічними властивостями. При цьому майже виключається можливість захоплення часток одна одною у нехарактерні для них фракції. Сепаровані частки попадають у приймачі 11, установлені по периметру робочого органа 4. Режимми вібрації робочого органа і живильника, кути нахилу неперфорованих пластин і розсіювальних пластин, визначаються експериментально залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу, що сепарують. Ступінь поділу сипучого матеріалу у вібраційному сепараторі, що заявляється, перевищує аналогічний показник за прототипом на 17-28 %.

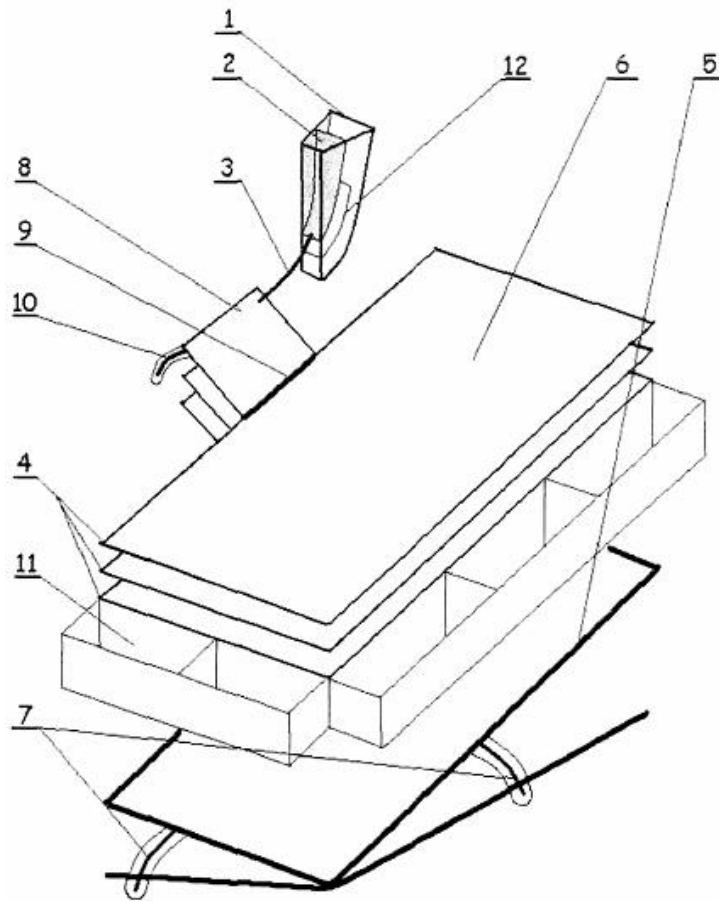


Рисунок 1.9 – Схема вібраційного сепаратора

Вібросепаратор вертикального типу з повітряним потоком для розділення сипучих сумішей [5], що зображений на рис. 1.13 містить пакет вертикальних пластин 1 з невеликим зазором між ними, які закріплені на нерухомій рамі 2 пружинною підвіскою 3, а за допомогою петлі і фіксатора 11 пластини

можуть змінювати кут нахилу від 0 до 90°.

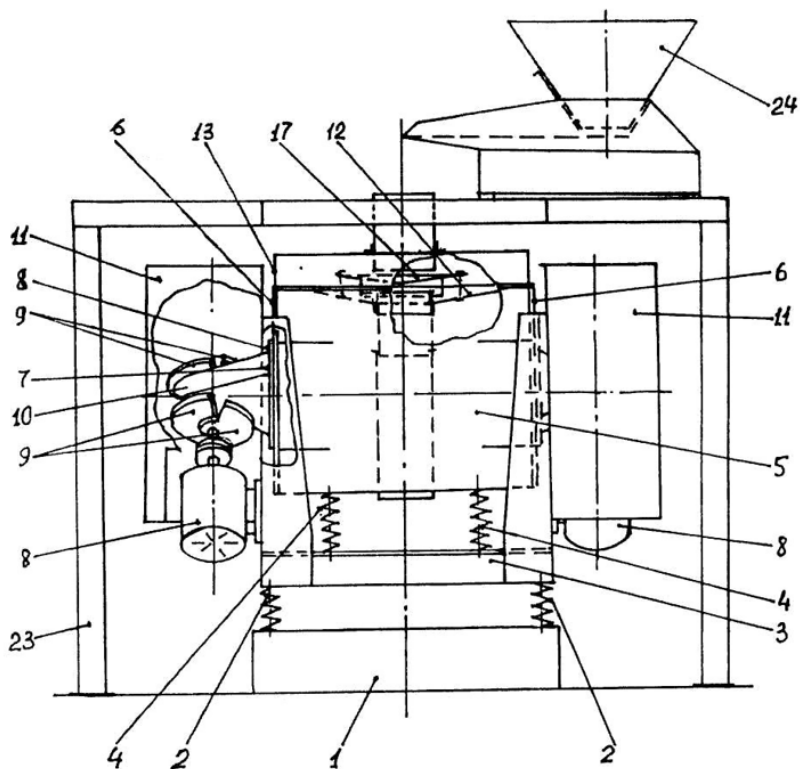


Рисунок 1.10 – Схема вібраційного чашкового сепаратора

На верхній частині рами 2 встановлений завантажувальний бункер 4 з регульованою заслінкою 5. На бічній частині рами 2 змонтований вентилятор 8 з електродвигуном 10 та регулятором зміни повітряного потоку 9. До бічної стінки пакета 1 жорстко прикріплений вібратор 6 з регулятором амплітуди та напряму коливань 7 від 0 до 90°, встановлений на рамі 2. У нижній частині рами 2 розташовано пристосування 13 для збору продуктів розділення з ділильними вічками 12.

При роботі машини вихідний матеріал з бункера 4, минувши заслінку 5 потрапляє між пластинами 1. Далі частки матеріалу здійснюють рух під впливом сили тяжіння, повітряного потоку і коливальних дій з боку пластин 1. При цьому пил, легкі домішки і частки з високим коефіцієнтом парусності несуться потоком повітря і збираються в периферійній частині пристосування 13 для збору продуктів. Частки «важкої» фракції, що мають різні фізико-механічні властивості і різний коефіцієнт парусності, переміщуються в нижню частину пакета 1

фрикційних пластин по різних траєкторіях і розподіляються по вічках 12 пристосування 13 для збору продуктів розділення.

Таким чином, наявність регуляторів амплітуди та напрямку коливань вібратора і регулятора зміни сили повітряного потоку, а також за рахунок зміни кутанахилу пластин в вертикальній площині і відстані між ними стає можливим регулювати час і якість розділення, вибрати оптимальні режими роботи машини для різних сипких матеріалів і при високій продуктивності отримувати високу якість розділення.

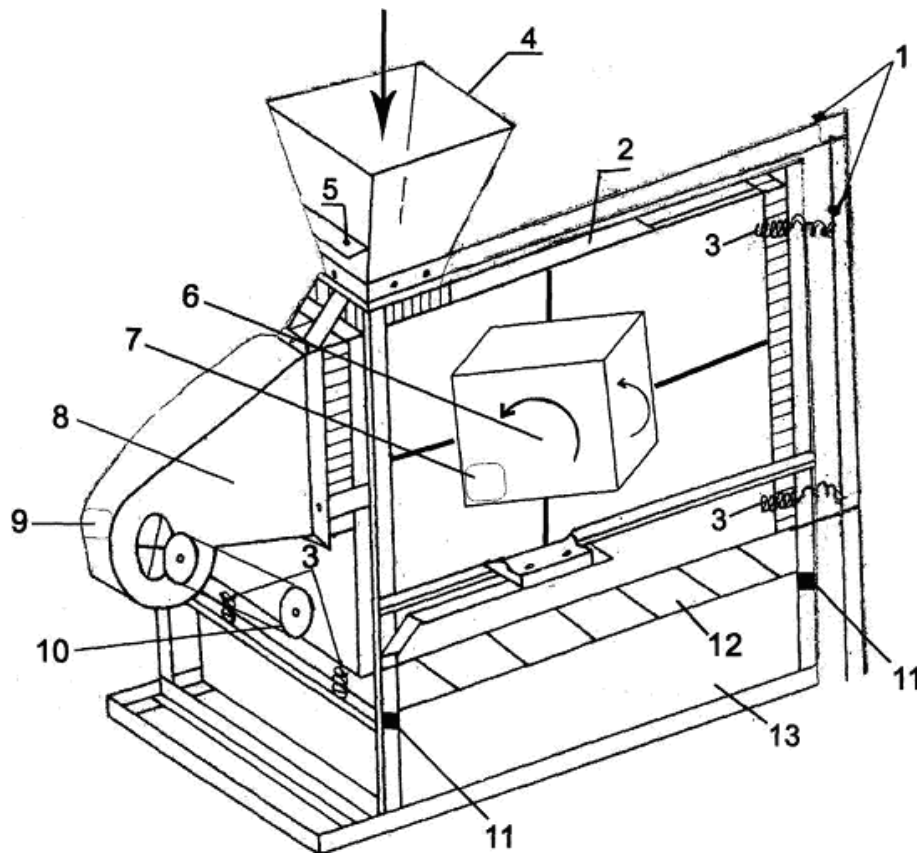


Рисунок 1.11 – Конструктивна схема вібросепаратора вертикального типу з повітряним потоком для розділення сипучих сумішей

У вібросепараторі приведеному [6] вібропривод через багато-частотну адаптивну систему впливає на активатор, що передає вібрацію на сито і сепарований матеріал, а корпус залишається нерухомим, що знижує питомі енерговитрати. Якір електромагнітного вібратора одночасно є елементом багато-частотної адаптивної системи, що спрощує конструкцію сепаратора. Нерухоме

закріплення корпусу сепаратора дозволяє використовувати досить довгі і багаторівневі сита, тобто виготовляти корпус необхідних розмірів, які обирають за технологічними міркуванням.

На рис. 1.12 представлено конструктивну схему горизонтально витягнутого (поздовжнього) вібраційного сепаратора, на рис. 1.13 - дворівневого (вертикального) вібраційного сепаратора, на рис. 1.14 - конструктивну схему в поперечному перерізі віброприводу і багато-частотної адаптивної системи. Вібраційний сепаратор складається з жорстко закріпленого на фундаменті (або підвішеного до перекриття будівлі) нерухомого корпусу 1, розділеного на секції 2а і 2б, і забезпеченого входним патрубком 3, вихідним патрубком над-решітного матеріалу 4 або 4а і 4б, а також вихідним патрубком підгратного матеріалу 5 і другим вихідним патрубком підгратного матеріалу 6. У корпусі 1 під кутом до горизонту розміщені сита 7а і 7б, а з зазором під ними встановлені виконані у вигляді решіток активатори 8.

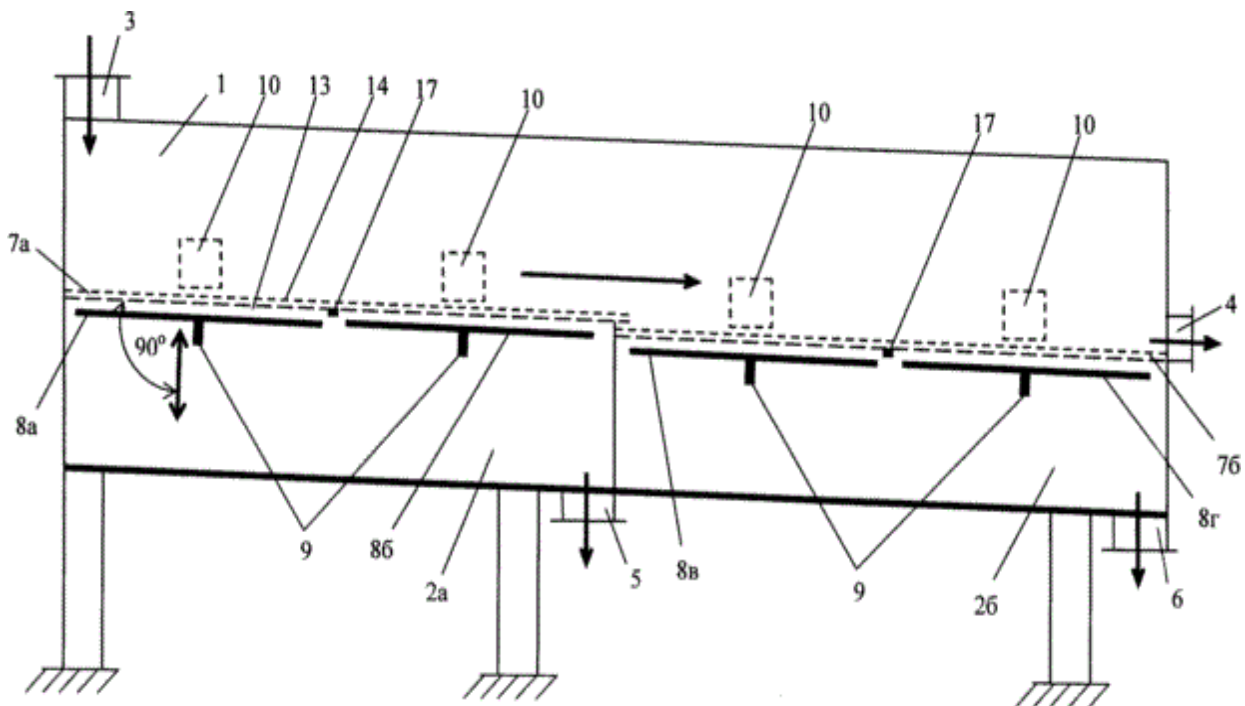


Рисунок 1.12 – Конструктивна схема горизонтально витягнутого вібраційного сепаратора

Активатори 8 зв'язані за допомогою багато-частотних адаптивних систем 9 з віброприводом, виконаним у вигляді чотирьох пар електромагнітів 10,

розміщених з протилежних сторін корпусу 1 навпроти один одного. Парні електромагніти 10 працюють синхронно один з одним. Котушки 11 електромагнітів 10 жорстко закріплені на корпусі 1, а якоря 12 пов'язані з активаторами 8. При цьому активатори 8 виконані з двох частин (перший з 8а і 8б, другий - з 8в і 8г), кожна з яких пов'язана з якорями 12 своєї пари електромагнітів 10, причому сусідні частини активаторів 8 пов'язані з парами електромагнітів 10 працюючих у власному режимі. Наприклад, сусідні пари електромагнітів 10 можуть бути з'єднані з різними фазами електричної мережі та, відповідно, працювати зі зміщенням фаз. Це допомагає уникнути резонансу всієї системи і покращує якість сепарації.

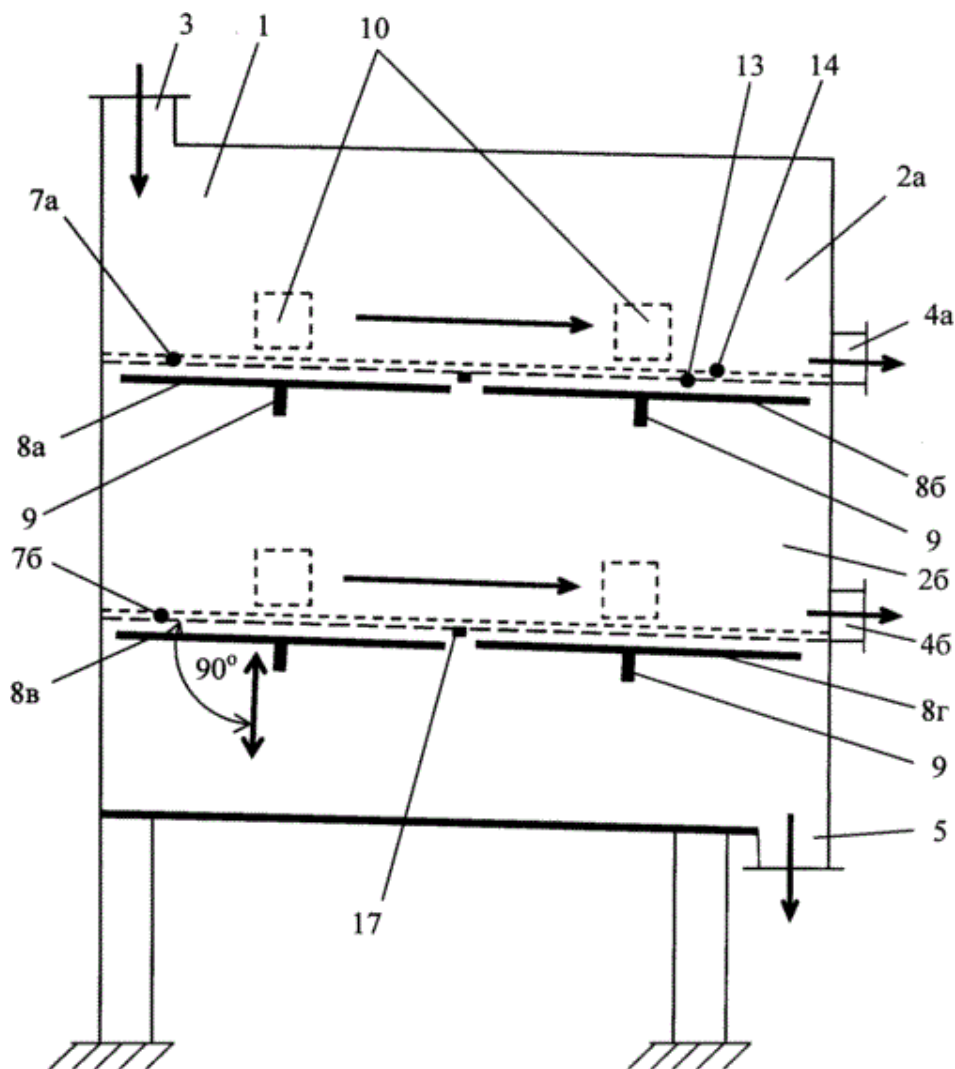


Рисунок 1.13 – Конструктивна схема дворівневого (вертикального) вібраційного сепаратора

Таким чином, кожна з секцій 2 корпусу 1 має власне сито 7, активатори 8 і електромагніти 10. Сита 7 складаються з опорних сіток 13 і розташованих на них просіюючих сіток 14. Між опорними сітками 13 і активаторами 8 є невеликий зазор, що дозволяє забезпечити, так званий, «ударний просів». Напрямок (осі) руху якорів 12 і активаторів 8 перпендикулярно до площини поверхні опорних сіток 13, сприяючи переміщенню сепарованого матеріалу по просіюючих сітках 14. Напрямок руху активаторів 8 до ситам 7 збігається з напрямком руху якорів 12 під дією втягує сили електромагнітів 10, тобто. Удар активатора 8 по ситі 7 проводиться при втягуванні якоря 12 в котушку 11, забезпечуючи максимальне прискорення.

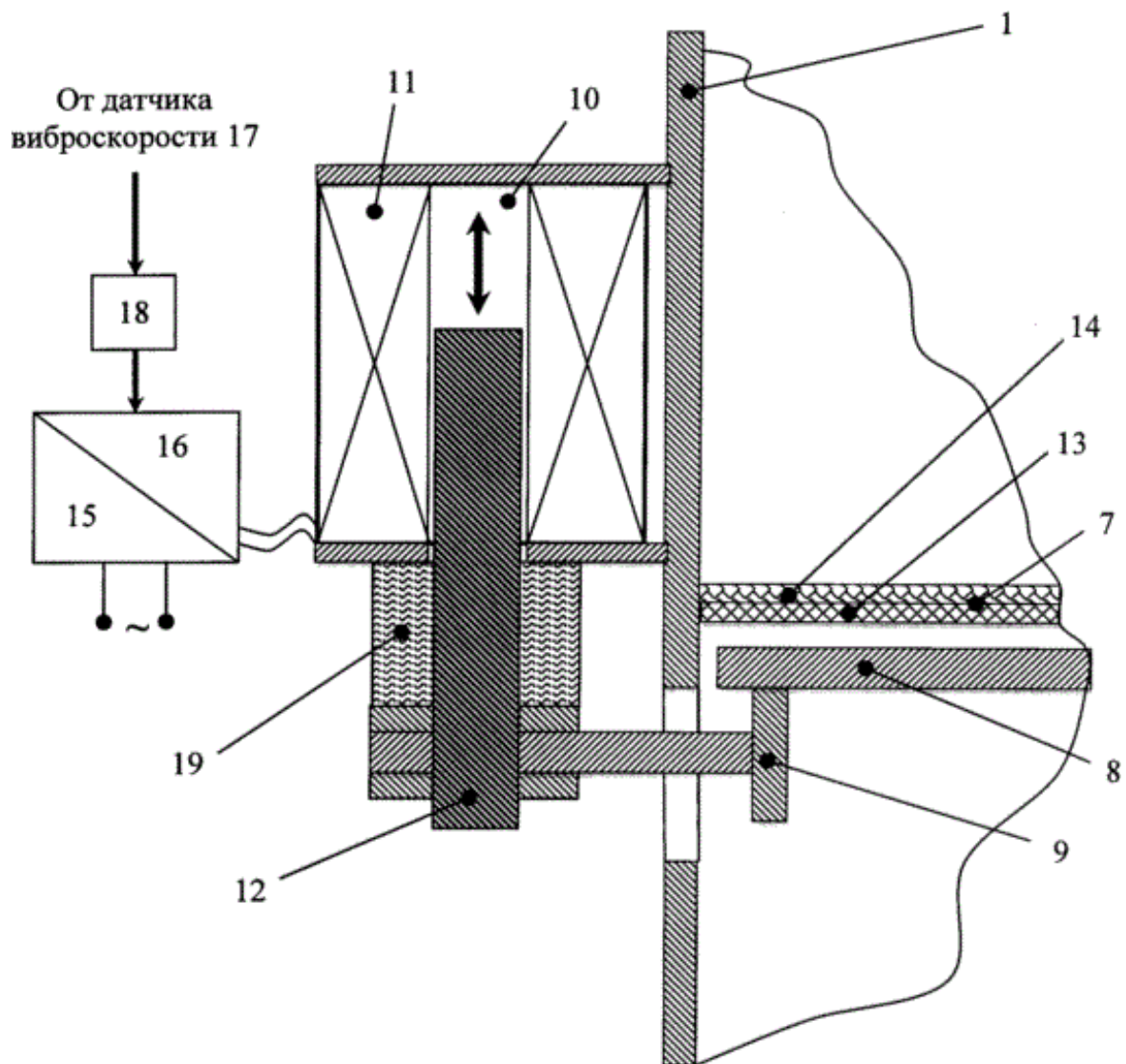


Рисунок 1.14 – Конструктивна схема в поперечному перерізі віброприводу і багато-частотної адаптивної системи

Пристрій працює наступним чином. Сепарованого матеріал подається через вхідний патрубок 3 корпусу 1 на сито 7. Адаптивна система 9 перетворює одно- частотну вібрацію, створювану електромагнітом 10 в багато-частотну вібрацію сита 2. Таким чином, активатор 8, маючи джерело одно-частотне збудження, в дійсності працює як багато-частотний завдяки адаптивній системі 9. Зерна сипучого матеріалу, переміщаючись по ситі 7 під дією багато-частотної вібрації, розсипаються, а частки сипучого матеріалу - розділяються.

При поздовжньому розташуванні секцій корпусу частинки меншого розміру проходять через отвори просіюючої сітки 14 і виводяться в секції 2а через вихідний патрубок підгратного матеріалу 5, а в секції 2б - частинки середнього розміру через вихідний патрубок підгратного матеріалу 6. Частинки більшого розміру, пройшовши по ситах 7а і 7б, виводяться через вихідний патрубок над-решітного матеріалу 4.

При вертикальному розташуванні секцій корпусу частинки меншого розміру, пройшовши через отвори сит 7а і 7б, виводяться через вихідний патрубок підгратного матеріалу 5. Частинки середнього розміру, пройшовши через отвори сита 7а, виводяться через вихідний патрубок над-решітного матеріалу 4б. А найбільші частки, пройшовши по ситі 7а, виводяться через вихідний патрубок над- решітного матеріалу 4а.

Багато-частотна вібрація сита 7 сприяє дезінтеграції грудок сепарованого матеріалу на окремі частинки, проходженню частинок сепарованого матеріалу через отвори, сітки що просіює 14, і запобігає застряганню частинок сипучого матеріалу в отворах, що просіює сітки 14.

Адаптивна система 9 (якір 12 і пружний елемент 19) спільно з активатором 8 і ситом 7 утворюють нелінійну динамічну коливну систему, здатну забезпечити повторні пружні зіткнення активатора 8 і сита 7, тобто перетворити одно-частотну вібрацію електромагніту 10 в багато-частотні коливання сита 7.

Змішане багато-частотне збудження сита 7, засноване на використанні нелінійних характеристик коливальної системи, забезпечує резонансне посилення

вібрацій, стійке в широкому діапазоні зміни маси сепарованого матеріалу і параметрів пружних елементів 19.

Розміри, пружність та інші параметри елементів 19 вибираються таким чином, щоб передача ударних прискорень у вигляді багато-частотної вібрації по сита 7, забезпечуючи вібраційне зрідження, сегрегацію шару матеріалу і дезінтеграцію агломератів, одночасно запобігала забивання отворів сита 7 і зменшення активної ситової поверхні.

Датчики вібро-швидкості 17 служать для настройки за допомогою блоку управління 18 параметрів віброприводу на оптимальне віброприскорення. Це необхідно робити, тому що існує ряд факторів, що змінюють навантаження на окремі ділянки сита (наприклад, нерівномірність подачі сепарованого матеріалу).

Можливість незалежного регулювання частоти i / або напруги електричного струму, що подається на кожну пару електромагнітів 10, дозволяє, підтримувати необхідну інтенсивність впливу активаторів 8 по всій довжині ситової поверхні, змінюючи параметри вібрації конкретної ділянки сита 7 з урахуванням його навантаження (яка, наприклад, завжди більше в зоні надходження сепарованого матеріалу).

Дека 1 шарнірно встановлена на пружних підвісках, попарно, 2 і 3. У свою чергу, пружні підвіски 2 і 3 встановлені жорстко на підставі. Статор ЛАД складається з двох рівних частин, розташованих з різних сторін деки і паралельно один до одного. Частини 4 і 5 статора ЛАД розташовані на частинах 6 і 7 ротора, які своїми кінцями жорстко закріплені на деці 1. На кінцях частин ротора 6 і 7 встановлені з зазором щодо частин статора 4 і 5, попарно, пружні елементи 8 і 9. Під декою 1 на підставі може бути встановлена приймальна ємність 10 для просіяного матеріалу 11 після його сепарації.

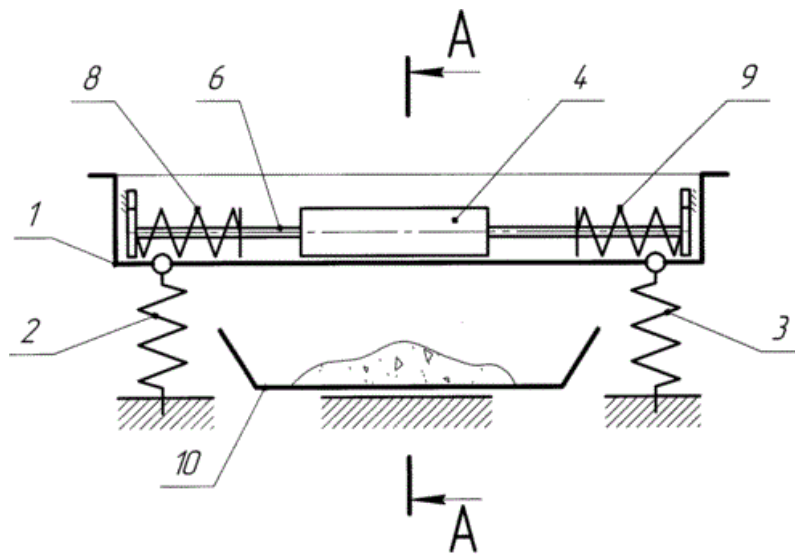


Рисунок 1.15 – Конструктивна схема вібраційного сепаратора з лінійним асинхронним двигуном

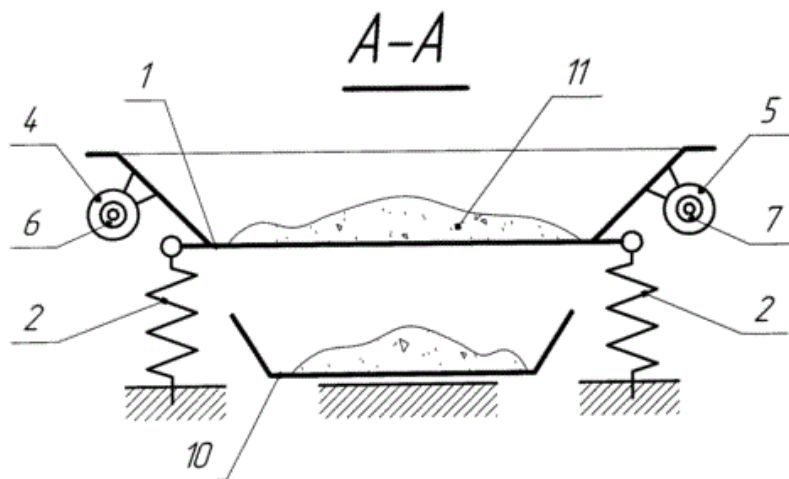


Рисунок 1.16 – Конструктивна схема вібраційного сепаратора з лінійним асинхронним двигуном (розріз А-А)

Сепаратор працює наступним чином. З блоку управління на обмотки частин 4 та 5 статора ЛАД подається змінна напруга живлення з фазами А, В і С. Привключенні обмоток частин статора створюють біжучі магнітні поля в одному напрямку, наприклад, від пружних елементів 8 до пружним елементам 9. Взаємодія біжучого магнітного поля статора з ротором створює силу, спрямовану в бік магнітного поля. Під дією цієї сили частини 4 і 5 статора ЛАД рухаються від пружних елементів 8 до пружних елементів 9. При цьому

спочатку вибирається зазор між частинами статора і пружними елементами 9, потім останні починають стискатися. Через зсув центру ваги сепаратора, при русі частин статора ЛАД, дека 1 рухається в напрямку поля, але по радіусу. При цьому пружна підвіска 3 стискається, а пружна підвіска 2 розтискається, один край деки 1 опускається, а інший - підводиться. У якийсь момент часу блок управління знеструмлює обмотки статора ЛАД. Біжучі магнітні поля зникають, під дією потенційної енергії попередньо стиснутих пружних елементів 9 частини статора ЛАД переміщуються в зворотному напрямку. При русі частин статора в сторону пружних елементів 8 вибирається зазор між частинами статора і пружними елементами 8, потім пружні елементи 8 починають стискатися. Слідом за частинами статора, через зсув центру ваги статора, в протилежну сторону рухається дека 1, але по радіусу, стискаючи пружні підвіски 2 і розтискаючи пружні підвіски 3, а попередньо деформовані пружні підвіски 2 і 3 будуть сприяти цьому руху.

Частота включення ($f_{вкл}$) блоком управління ЛАД повинна визначатися частотою власних коливань ($f_{до}$) коливальні системи, яка визначається масою частини статора і жорсткістю пружних елементів 8 і 9. 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 даному вібросепараторі складний коливний рух деки, (по горизонтальній осі і перпендикулярної до осей частин статора) забезпечується за допомогою зміщення віброзбуджувачем центру ваги сепаратора, що має частоту власних коливань:

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

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.

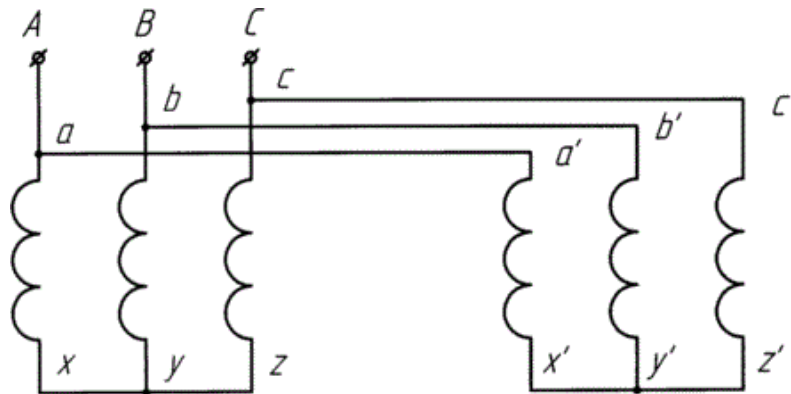


Рисунок 1.17 – Паралельне з'єднання обмоток частин статора ЛАД

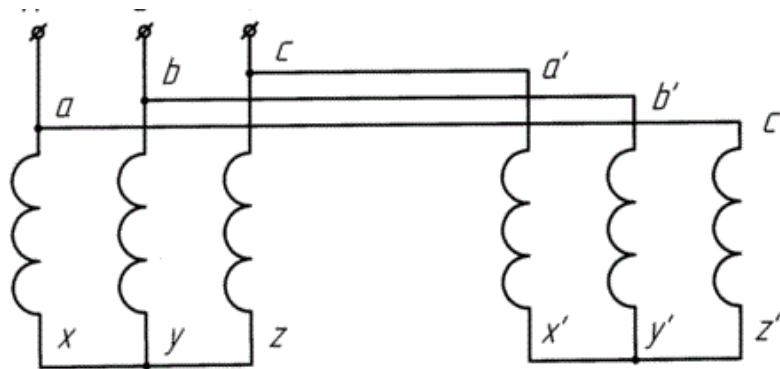


Рисунок 1.18 – Зустрічно-паралельне з'єднання обмоток статора ЛАД

Амплітуда коливань деки регулюється зміною тривалості включення блоком управління ЛАД до джерела живлення. У технічному рішенні є додаткова можливість регулювання амплітуди коливань деки: зміною напруги, що підводиться до обмоток ЛАД. Електромагнітна сила, що розвивається ЛАД, пропорційна квадрату напруги, що підводиться до виводів її обмоток, отже, при зміні напруги буде змінюватися і сила. Амплітуда коливання деки визначається цією силою, чим більша сила, тим більша амплітуда, і навпаки.

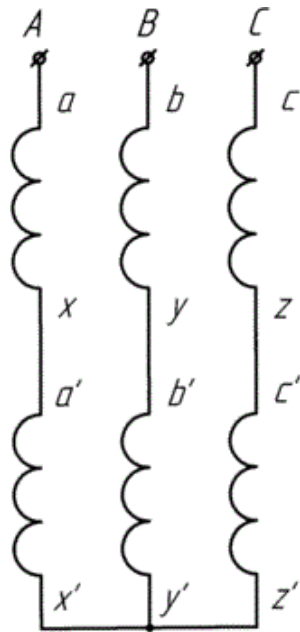


Рисунок 1.19 – Послідовне з'єднання обмоток статора ЛАД

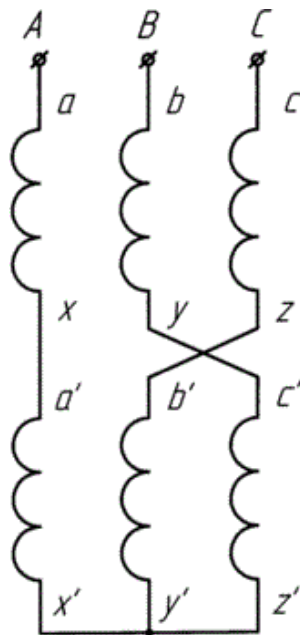


Рисунок 1.20 – Послідовне з'єднання обмоток статора ЛАД

При з'єднанні обмоток частин статора ЛАД за рис. 1.20 або за рис. 1.22 напрямки створюваних ними магнітних полів будуть протилежними, отже, частини 4 і 5 статора ЛАД будуть переміщатися в протилежні сторони щодо один одного і деки. Дека буде здійснювати складний коливний рух: зворотно-поступально з поперечної складової, причому при з'єднанні обмоток статора за рис. 1.20 амплітуда коливань буде більшою, ніж при з'єднанні за іншою схемою,

що додатково підвищує можливість застосування вібросепаратора.

Закріплені на кінцях ротора пружні елементи з зазором щодо частин статора при ударному їх взаємодії дають додатковий струшуючий імпульс деці, що сприяє сепарації. Поліпшенню процесу сепарації сприяють і крайові ефекти, що мають місце при роботі ЛАД з маленьким (менше 4) числом пар полюсів частин статора. Крайові ефекти в ЛАД призводять до появи додаткових високочастотних коливань ($f_{в.к.}$) електромагнітної сили, що розвивається нею, причому $f_{в.к.} = 2 f_l$, де f_l - частота змінної напруги живлення обмоток статора ЛАД. Наприклад, при $f_l = 50$ Гц $f_{в.к.} = 100$ Гц.

Висновки

1. Процес післязбиральної обробки зерна на сучасних елеваторах передбачає попереднє очищення, сушіння вологого зерна, зберігання, доочищення сухого (або підсушеного) зерна з доведенням до необхідних кондицій перед відправленням. Розробка нових енергоощадних машин для очищення сипучої зернової сільськогосподарської продукції чи їх модернізація і удосконалення зважаючи на обмеженість енергоресурсів України є важливою народногосподарською задачею. Однак існуючі сепаратори для очищення зерна є недостатньо ефективними і не задовольняють підвищених вимог сучасних до насінневого зерна.

2. Відомі конструктивні схеми існуючих вібраційних та вібропневматичних сепараторів мають певні конструктивні недоліки, які призводять до незадовільної якості роботи, громіздкі конструкції при порівняно енергоємних робочих процесах, тому розробка компактного надійного вібросепаратора, що дозволяв би здійснювати якісне очищення насінневого зерна є актуальною задачею.

3. Найкраще для якісного очищення насіннєвого зерна підходить вібраційний сепаратор з електромеханічним приводом та зі складеним вертикальними приводним дебалансним валом, має просту збалансовану конструкцію і дозволяє реалізувати енергоощадний резонансний режим роботи;

4. Однак методика інженерного розрахунку такого приводу вібросепаратора, ще має певні недоліки і потребує уточнення, а сам електромеханічний привод з вертикальними приводним дебалансним валом необхідно удосконалити з метою забезпечення можливості незалежного регулювання амплітуди та частоти коливань спіральних вібротоків.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА

2.1 Модель сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом

Узагальнена динамічна модель спірального вібрототка сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом представлена на рис. 2.1. Основний робочий вібрототка - спіральний вібрототок являє собою тверде недеформоване тіло масою M_L , яке за допомогою пружних елементів, що розміщені рівномірно по колу, встановлюються на рамі. Таке розташування елементів пружної підвіски дозволяє спіральному вібрототку здійснювати обмежені рухи у довільних напрямках. Спіральний вібрототок приводиться у коливний рух від електромеханічного привода з вертикальним дебалансним валом. Останній встановлюється на підшипниках співвісно з вертикальною віссю спірального вібрототока. На приводному валу встановлюються два дебалансні вантажі, що мають маси m_H та m_B та ексцентриситети r_H та r_B відповідно. Причому площини у яких лежать центри мас цих вантажів знаходяться на відстані h_B та h_H від центра мас спірального лотка O - відповідно. Дебалансний вал через еластичну муфту ЕМ, отримує обертовий рух з кутовою швидкістю ω_B від приводного електродвигуна Д. Кут розвороту дебалансних вантажів - α утворюють між собою дві площини, що проходять через вісь приводного валу та центри мас дебалансних вантажів. У разі обертання приводного вала вібрототка із дебалансними вантажами m_H та m_B генеруються дві обертові відцентрові сили:

- верхній дебалансний вантаж генерує відцентрову силу:

$$F_B = m_B r_B \omega_B^2; \quad (2.1)$$

- нижній дебалансний вантаж генерує відцентрову силу:

$$F_H = m_H r_H \omega_B^2. \quad (2.2)$$

Ці ж сили генерують обертові моменти відносно центра мас вібралотка O :

- обертовий момент відцентрової сили що виникає при обертанні верхнього дебалансу:

$$L_B = m_B r_B \omega_B^2 h_B; \quad (2.3)$$

- обертовий момент відцентрової сили що виникає при обертанні нижнього дебалансу:

$$L_H = m_H r_H \omega_B^2 h_H. \quad (2.5)$$

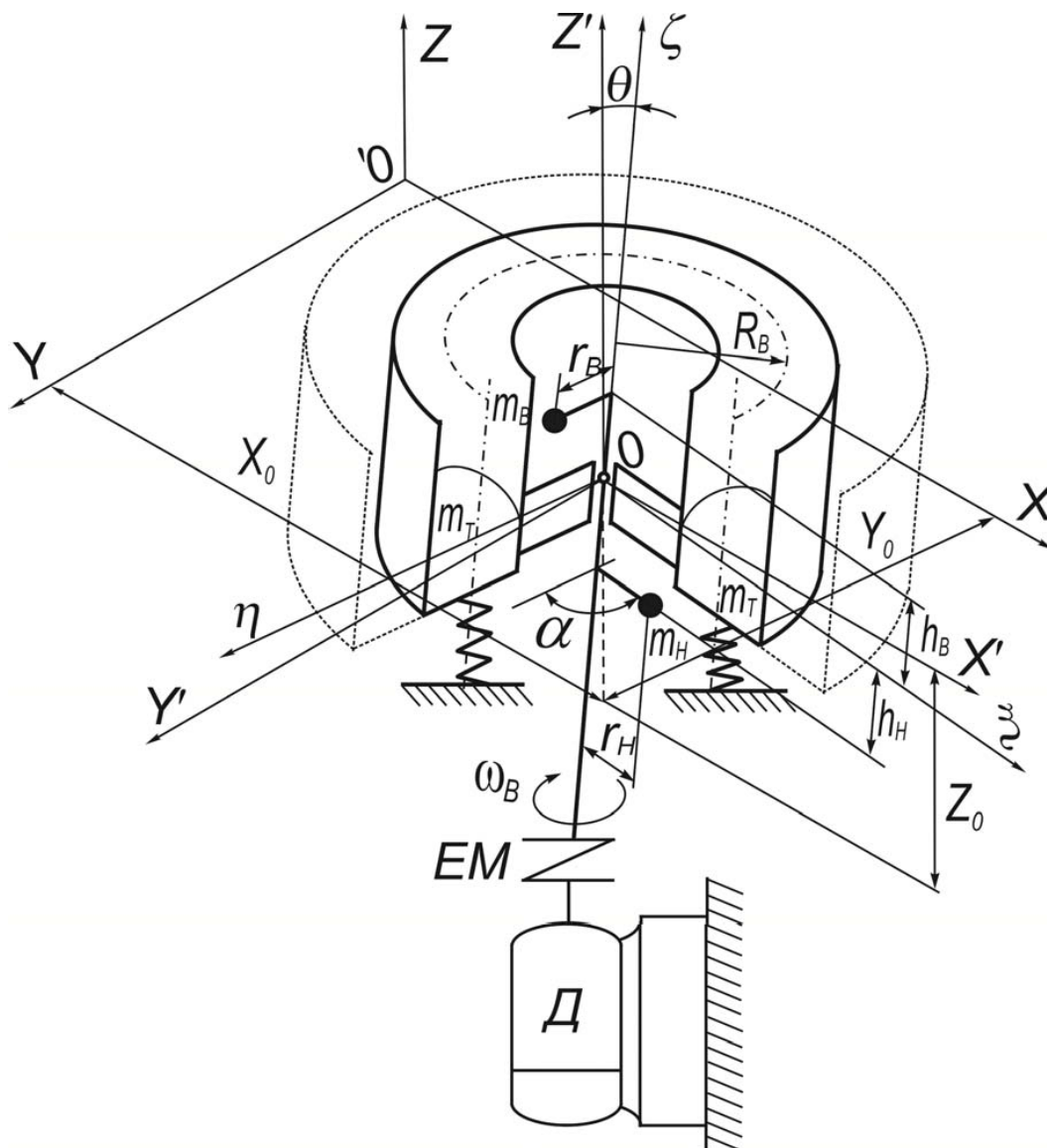


Рисунок 2.1 - Узагальнена динамічна модель спірального вібралотка сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом

Оскільки, у загальному випадку, довільну просторову систему сил можна звести до динамічного гвинта, а враховуючи генеровані відцентрові сили взаємно нерухомі і обертаються, то їх можна звести до обертового динамічного гвинта, у якому рівнодійна генерованих відцентрових сил рівна:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_H^2 + 2F_B F_H \cos\alpha}; \quad (2.6)$$

- тоді результуючий момент генерованих відцентрових сил буде рівний:

$$L = \sqrt{L_B^2 + L_H^2 - 2L_B L_H \cos\alpha}. \quad (2.7)$$

Причому, рівнодійна генерованих відцентрових сил завжди залишається перпендикулярною до площини дії результуючого моменту генерованих відцентрових сил.

Під дією обертового динамічного гвинта рух спірального вібролотка можна представити, як сукупність двох його рухів: обертання відносно центра мас та поступального руху разом із центром його мас.

На підставі теореми про рух центра мас системи можна отримати диференційні рівняння поступального руху спіральних вібролотків разом із центром мас:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{X}_0 + k_X \dot{X}_0 + C_X X_0 &= F \cos \omega B t; \\ M\ddot{Y}_0 + k_Y \dot{Y}_0 + C_Y Y_0 &= F \sin \omega B t; \\ M\ddot{Z}_0 + k_Z \dot{Z}_0 + C_Z Z_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

де M - маса частин спіральних вібролотків M_1 , що коливаються разом із приведеною масою їх завантаження M_3 , яка рівна:

$$M = M_1 + k_M M_3;$$

k_X, k_Y, k_Z – дисипативні коефіцієнти не пружного опору руху вібролотка у напрямках відповідних координатних осей;

C_X, C_Y, C_Z - коефіцієнти жорсткості пружної підвіски вібролотка у напрямках відповідних координатних осей.

Використовуючи динамічні рівняння Ейлера можемо отримати диференційні рівняння обертового руху вібролотка навколо його центра мас:

$$\left. \begin{aligned} J_{\xi} \ddot{\omega}_{\xi} + \omega_{\eta} \omega_{\zeta} (J_{\zeta} - J_{\eta}) + k_{\theta} \dot{\theta} + C_{\theta} \theta &= L \cos \omega_B t; \\ J_{\eta} \ddot{\omega}_{\eta} + \omega_{\zeta} \omega_{\xi} (J_{\xi} - J_{\zeta}) + k_{\psi} \dot{\psi} + C_{\psi} \psi &= L \sin \omega_B t; \\ J_{\zeta} \ddot{\omega}_{\zeta} + \omega_{\eta} \omega_{\xi} (J_{\eta} - J_{\xi}) + k_{\phi} \dot{\phi} + C_{\phi} \phi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

де $J_{\xi}, J_{\eta}, J_{\zeta}$ - моменти інерції вібролотка відносно головних центр. осей інерції ξ, η, ζ ;

$\omega_{\xi}, \omega_{\eta}, \omega_{\zeta}$ - проекції вектора кутової швидкості вібролотка на відповідні осі;

$k_{\theta}, k_{\psi}, k_{\phi}$ - коефіцієнти не пружного дисипативного опору руху вібролотка у відповідних напрямках;

$C_{\theta}, C_{\psi}, C_{\phi}$ - коефіцієнти жорсткості пружної підвіски вібролотка у відповідних напрямках.

2.2 Залежності між конструктивними параметрами електромеханічного привода з вертикальним валом та параметрами коливань вібролотка

У результаті розв'язку систем рівнянь (2.8) та (2.9), можна отримати систему рівнянь, якими можна описати рух центра мас вібролотка:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= A_0 \cos(\omega_B t + \varphi_F); \\ Y_0 &= A_0 \sin(\omega_B t + \varphi_F); \\ Z_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

де φ_F - початкова фаза цих коливань;

а також систему рівнянь, яка описує обертання у вертикальній площині вібролотка відносно центральної горизонтальної осі:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_B t + \varphi_L); \\ \psi &= B_0 \sin(\omega_B t + \varphi_L); \\ \phi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

де φ_L - початкова фаза цих коливань.

Горизонтальні коливання центра мас вібролотка здійснюються під дією обертової рівнодійної відцентрових сил F , а обертовий результуючий моментом відцентрових сил L , що перпендикулярна до рівнодійної F ,

збуджує вертикальні коливання вібротка навколо його центра мас, то зсув фаз міжгоризонтальними та вертикальними коливаннями становитиме:

$$\gamma = \varphi_L - \varphi_F = 90^\circ.$$

Зважаючи на те, що спіральний віброток симетричний відносно своєї вертикальної осі, внаслідок чого $C_X = C_Y$; $C_\theta = C_\psi$; $J_\xi = J_\eta$, у отриманих системах рівнянь (2.10) та (2.11) прийняті такі позначення:

- для складової амплітуди коливань у горизонтальному напрямі:

$$A_0 = \frac{F}{M \sqrt{\left(\frac{C_X}{M} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_X^2}{M^2} \omega_B^2}}; \quad (2.12)$$

- для складової амплітуди кутових коливань вібротка відносно центральної горизонтальної осі у вертикальному напрямі:

$$B_0 = \frac{L}{J_\xi \sqrt{\left(\frac{C_\theta}{J_\xi} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_\theta^2}{J_\xi^2} \omega_B^2}}. \quad (2.13)$$

Зважаючи на далеко за-резонансний режим роботи вібротка можна прийняти, що:

$$k_X = 0; k_Y = 0; k_Z = 0; k_\theta = 0; k_\psi = 0; k_\varphi = 0,$$

тоді рівняння (2.12) та (2.13) матимуть вигляд:

$$A'_0 = F / (C_X - M\omega_B^2); \quad (2.14)$$

$$B'_0 = L / (C_\theta - J_\xi \omega_B^2). \quad (2.15)$$

Оскільки, $\varphi = 0$ то усі точки центральної площини вібротка $O\xi\eta$, яка перпендикулярна до осі приводного дебалансного вала і проходить через його центрмас, рухаються траєкторіями, що проектуються на горизонтальну площину як коло яке має радіус A_0 .

У результаті кутових переміщень вібротка всі точки його центральної площини будуть коливатися із вертикальними складовими амплітуд B_{1i} , які пропорційні їх відстані до центра мас вібротка:

$$B_{1i} = r_i \sin B_0, \quad (2.17)$$

де r_i - відстань від довільної i -тої точки до центра мас вібротка.

Точки вібротка, що не лежать на його центральній площині, коливаються ізвертикальними складовими амплітуд B_{2i} , які рівні:

$$B_{2i} = r_i (\sin(\delta_i - B_0) - \sin \delta_i), \quad (2.18)$$

де δ - кут між радіусом-вектором довільної i -тої точки та центральною площиною вібротка.

Точки вібротка, які не знаходяться на його центральній площині, коливаються траєкторіями, що проєктуються на горизонтальну площину Oxy як коларадіусом (горизонтальною складовою амплітуди їх коливань) рівним:

$$A_{2i} = \sqrt{r_i^2 (\cos \delta_i - \cos(\delta_i + B_0))^2 + A_0^2}. \quad (2.19)$$

Довільна точка вібротка при роботі вібросепаратора описує просторову замкнену криву – що має форму еліпса. Кут нахилу площини цього еліпса до горизонтальної площини ε_i можна визначити із залежності:

$$\varepsilon_i = \arctg(B_{2i} / A_{2i}). \quad (2.20)$$

Тоді загальна амплітуда коливань i -тої точки вібротка A_{ki} буде рівною:

$$A_{ki} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2}. \quad (2.21)$$

При $\alpha = 180^\circ$ за даних умов та із формули (2.7) отримаємо $L = 0$, тоді із формули (2.15) випливає, що $B_0 = 0$, внаслідок чого для усіх точок вібротка із (2.18) вертикальна складова амплітуди коливань дорівнюватиме $B_{2i} = 0$. Таким чином, усі точки вібротка коливаються однаковою траєкторією, що являє собою коло радіусом A_0 , отже віброток у горизонтальному напрямі, здійснює поступальні коливання по колу.

На рис. 2.7 приведені проекції на координатні площини траєкторії руху довільної точки спіральних вібролотків для різних значень кута розвороту дебалансних вантажів α . На горизонтальну площину Oxy проекції являють собою концентричні кола із радіусом A_{2i} . Внаслідок того, що кут зсуву фаз між горизонтальними та вертикальними складовими коливань $\gamma = 90^\circ$, то на одну із вертикальних координатних площин, яка проходить через вертикальну вісь спіральних вібролотків, наприклад Oyz - проекції траєкторії руху представлятимуть собою еліпси, що перетворюються у прямолінійний відрізок при $\alpha = 0^\circ$, і вертикальний відрізок дуги при $\alpha = 180^\circ$. На координатну площину Oxz - прямолінійні відрізки, що проходять через початок координат під кутом ε до горизонтальної осі Ox . Початок системи координат збігається із положенням рівноваги розглядуваної точки.

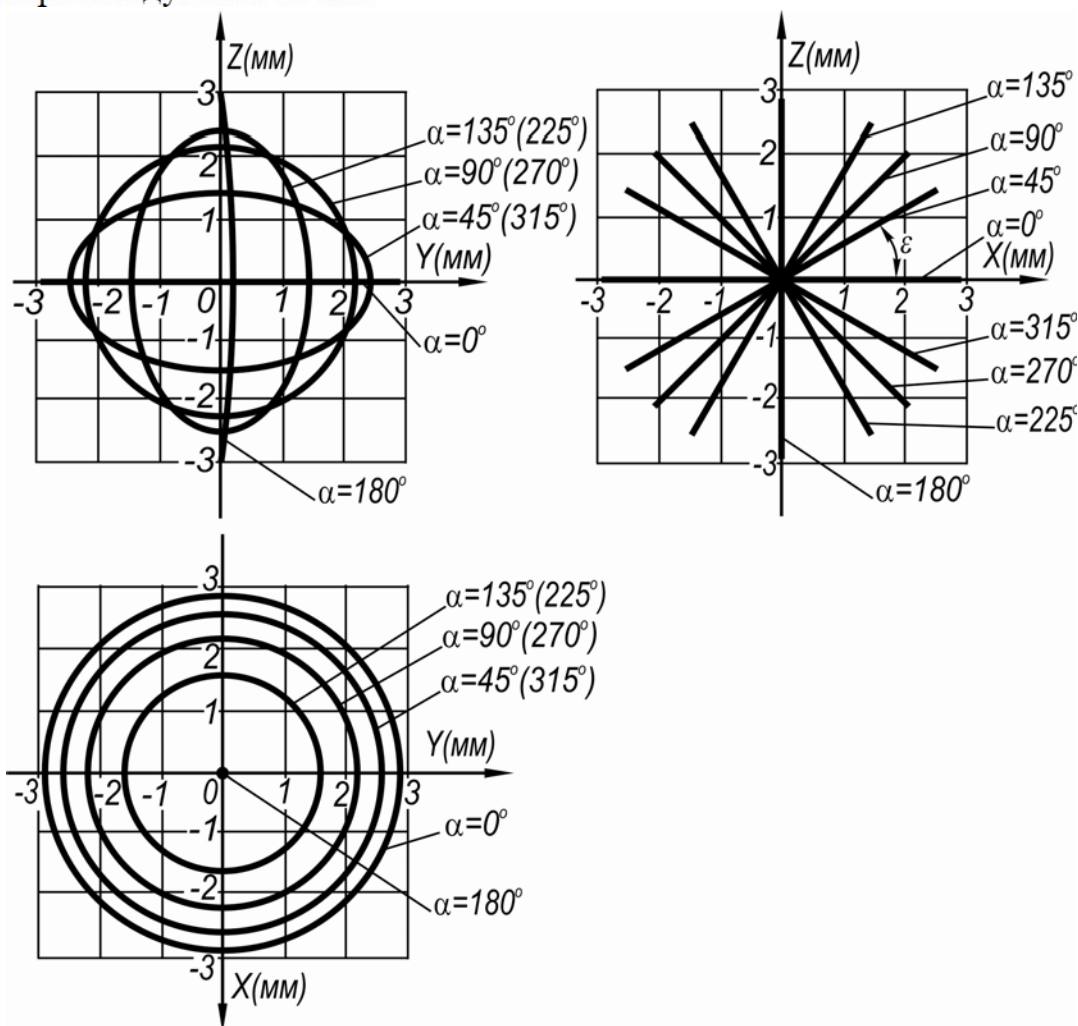


Рисунок 2.2 - Проекції на координатні площини траєкторії руху довільної точки спіральних вібролотків; α – кут розвороту дебалансних вантажів

2.3. Обґрунтування конструкції регульованого електромеханічного приводу вібраційного сепаратора

Електромеханічний дебалансний вібропривод коливань робочих органів вібромашин має незаперечну перевагу над іншими видами віброприводів, а саме він є само-балансним, а отже при його роботі інерційні сили які виникають при обертанні валів із дебалансами, автоматично врівноважуються інерційними силами від руху пружно встановлених робочих органів вібромашин, отже при роботі такої вібромашини на навколишнє обладнання та будівлі майже не передаються динамічні навантаження. Для надійної віброізоляції таких машин достатнє використання стандартних віброопор. Тому даний вид віброприводу набув широкого застосування, однак, у нього є істотний недолік – це складність а в багатьох випадках неможливість незалежного регулювання амплітуди та частоти коливань, що утруднює їх використання в автоматизованих адаптивних вібраційних машинах, які працюють у енергоощадних резонансних режимах роботи. Тому розробка регульованого електромеханічного дебалансного віброприводу коливань робочих органів вібромашин, який дозволяв би дистанційне незалежне регулювання частоти і амплітуди їх коливань є актуальною науково-технічною задачею.

Так відомий керований віброзбудувач для вібраційних технологічних машин з тороїдальним робочим контейнером, що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено приводний вал з двома парами діаметрально протилежно зустрічно спрямованих канавок, що мають довжину, яка дорівнює половині кроку гвинта, і двома парами нерухомих і рухомих дебалансів та механізмами переміщення рухомих дебалансів, що виконані у вигляді шпонок, розміщених у канавках і зв'язаних з рухомими дебалансами, причому пари дебалансів встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через центри мас пар дебалансів та вісь приводного валу утворювався кут їхнього взаємного розвороту величиною у 60–120°.

В процесі регулювання амплітуди вимушувальних сил пар рухомих і нерухомих дебалансів шляхом переміщення вздовж приводного валу і провертання рухомих дебалансів змінюється не тільки величина сумарного статичного моменту кожної пари дебалансів відносно осі приводного валу, але і відстань між центрами прикладання сумарних відцентрових сил пар дебалансів, що призводить до спотворення траєкторій коливань точок робочих поверхонь тороїдальних контейнерів та може призвести до значних порушень технологічних процесів роботи вібраційних технологічних машин з тороїдальним робочим контейнером.

Відомий також керований симетричний дебалансний вібропривід, що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено приводний вал із двоманерухомими відносно нього дебалансами.

Недоліком цього вібропривода є те, що він дозволяє проводити керування амплітудою циклічної вимушувальної сили, що діє в площині, яка перпендикулярна до осі приводного валу і може використовуватись лише у вібромашинах із плоскими коливаннями робочих органів. Цей вібропривід неможливо використовувати у вібраційних технологічних машинах із тороїдальним робочим контейнером, оскільки у них необхідно збуджувати коливання робочих контейнерів у складних просторових траєкторіях.

Основною задачею удосконалення симетричного дебалансного вібропривода, є можливість встановлення нерухомих дебалансів таким чином, щоб між площинами, які проходять через центри мас пар дебалансів та вісь приводного валу утворювався кут їх взаємного розвороту величиною у $60\text{--}120^\circ$, і забезпечення збудження складних просторових коливань робочих контейнерів вібраційних технологічних машин, які можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань їх центру мас горизонтальною круговою траєкторією та кутових коливань навколо центру мас у вертикальній площині. При цьому кожна точка робочої поверхні робочих контейнерів коливається траєкторією, яка має форму нахилоного під певним кутом до горизонтальної площини еліпсу.

Поставлене завдання вирішується таким чином, що у симетричному

дебалансному віброприводі для вібраційних технологічних машин з робочим контейнером, що складається із корпусу, в якому на підшипниках встановлено приводний вал з двома нерухомими відносно нього дебалансами, по обидва боки від кожного з яких виконано по парі діаметрально протилежних зустрічно спрямованих наскрізних спіральних пазів, що мають довжину, яка дорівнює половині кроку гвинта та розміщені пари рухомих дебалансів з механізмами регулювання їхнього положення, причому, механізми регулювання положення рухомих дебалансів виконані у вигляді проміжних циліндрів, що розміщені в канавках і зв'язані з рухомими дебалансами, жорстко кінематично зв'язані у кожній парі та між парами і отримують переміщення вздовж осі приводного валу від механізму гвинтової подачі з приводом від крокового двигуна, згідно з винаходом, нерухомі дебаланси встановлені на приводному валу таким чином, щоб між площинами, які проходять через їхні центри мас та вісь приводного валу утворювався кут їх взаємного розвороту величиною у $60\text{--}120^\circ$.

Кут взаємного розвороту пар дебалансів повинен знаходитись у межах $60\text{--}120^\circ$, оскільки при інших його значеннях ефективність роботи вібраційних технологічних машин з робочим контейнером є низькою. Для більшості технологічних процесів найоптимальніший кут взаємного розвороту пар дебалансів дорівнює 90° .

Запропонований симетричний дебалансний вібропривод для вібраційних технологічних машин з робочим контейнером дозволяє забезпечити збудження складних просторових коливань робочих контейнерів вібраційних технологічних машин з необхідною траєкторією коливань та в автоматичному режимі роздільно керувати частотою та амплітудою відцентрових вимушувальних сил керованого дебалансного віброприводу в вібромашинах, а, отже, встановлювати і підтримувати енергоощадний резонансний режим роботи робочого органу, а також підтримувати технологічно оптимальне значення амплітуди коливань робочого органу на резонансній його частоті.

У процесі регулювання величини амплітуди вимушувальних сил шляхом зміни сумарного статичного моменту кожної трійки дебалансів (у яку входить

один нерухомий дебаланс і два рухомих дебаланси) відносно осі приводного валу, рухомі дебаланси рухаються синхронно з обох сторін відносно кожного нерухомого дебалансу. Тому відстань між центрами прикладання сумарних відцентрових сил трійок дебалансів лишається незмінною, при цьому змінюється тільки величина амплітуди сумарних вимушувальних сил трійок дебалансів і не спотворюється необхідна форма траєкторій коливань точок робочих поверхонь контейнерів.

На рис. 2.3 зображено конструкцію симетричного дебалансного вібропривода для вібраційних технологічних машин з вертикальним приводним валом.

У результаті повороту валу крокового двигуна на кут β забезпечується синхронний поворот чотирьох рухомих дебалансів відносно нерухомих дебалансів, змінюється сумарний статичний момент дебалансів відносно центральної осі приводного валу. Це забезпечує зміну амплітуд циклічних вимушувальних сил, які генеруються симетричним дебалансним віброприводом для вібраційних технологічних машин з вертикальним приводним валом. При цьому відстань між центрами прикладання сумарних відцентрових сил груп верхніх та нижніх дебалансів (по одному нерухомому та двох рухомих) залишається незмінною, а змінюється тільки величина амплітуди сумарних вимушувальних сил груп дебалансів і не спотворюється необхідна форма траєкторій коливань точок робочих поверхонь контейнерів.

При обертанні приводного валу групи верхніх та нижніх дебалансів з масами m_B та m_H та ексцентриситетами відносно центральної осі приводного валу r_B та r_H відповідно виникають обертові відцентрові сили:

- 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.

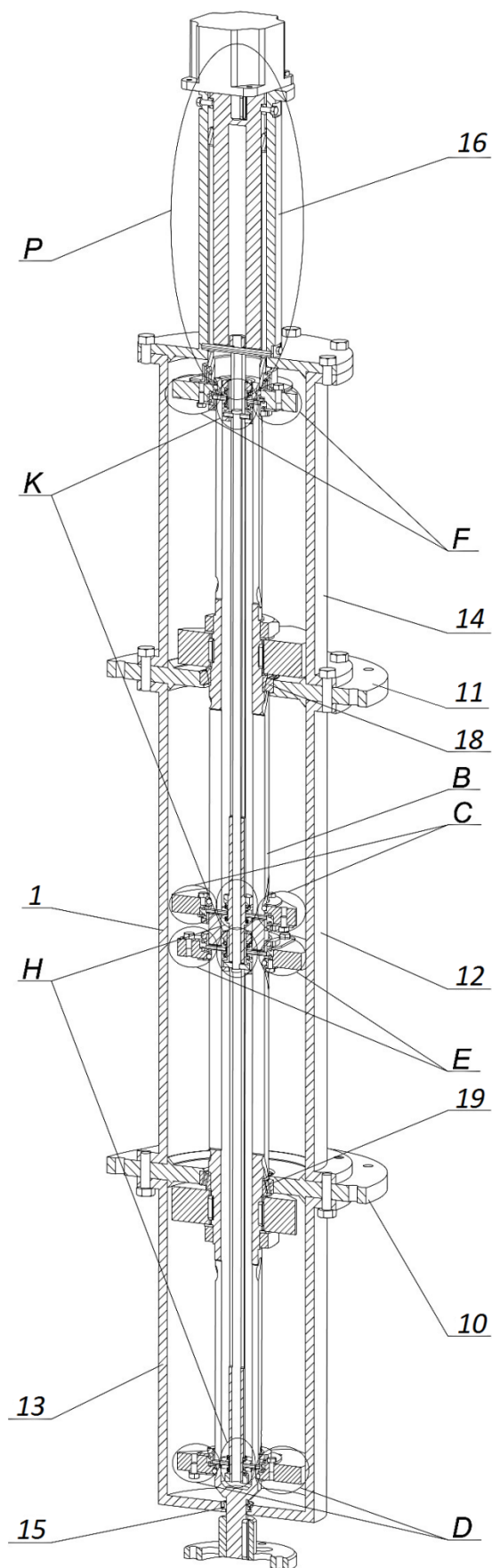


Рисунок 2.3 - Конструкція симетричного дебалансного вібропривода для вібраційних технологічних машин з вертикальним приводним валом

Відносно центру мас контейнера ці сили утворюють обертові моменти:

- момент оберткових відцентрових сил верхньої групи дебалансів:

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

- момент оберткових відцентрових сил нижньої групи дебалансів:

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

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

Ці дві взаємно нерухомі обертові відцентрові сили можна звести до обертового збурювального динамічного гвинта, у якому рівнодійна оберткових відцентрових сил. Причому, площина дії результуючого моменту оберткових відцентрових сил завжди залишається перпендикулярною до рівнодійної збурювальних сил.

Дія обертового збурювального динамічного гвинта викликає складні просторові коливання контейнера. Ці коливання можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань центру мас по горизонтальній коловій орбіті та кутових коливань навколо центру мас у вертикальній площині. При цьому кожна точка контейнера коливається по еліптичній орбіті, нахиленій під певним кутом до горизонтальної площини. При цьому точки на робочій поверхні контейнера, як і концентричні осі приводного валу, коливаються у протифазі одна з одною. Такі коливання точок на робочій поверхні ємності можна розглядати як поширення вздовж кінцевої осі квазі хвилі, яка складається з поздовжньої та поперечної хвиль, зміщених на 90° одна від одної. При цьому хвильові фронти обох квазі хвиль мають форму площини, що проходить через вісь поздовжньої осі, а довжина квазі хвилі відповідає довжині ведучої осі, концентричної з віссю ведучої осі k , вздовж якої вона поширюється. Такі коливання точок на робочій поверхні посудини призводять до інтенсивного перемішування та коливального транспортування робочого середовища вздовж кільцевої осі посудини, в якій здійснюються необхідні технологічні процеси.

Висновки

Уточнена узагальнена динамічна модель спірального вібрототка сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом, в результаті теоретичних досліджень даної моделі встановлені аналітичні залежності між параметрами коливань спірального лотка вібрототка сепаратора та конструктивними параметрами його вібропривода, обґрунтовано та розроблено регульований електромеханічний привод вібраційного сепаратора з вертикальним дебалансним приводним валом, який дозволяє автоматизувати незалежне регулювання параметрів коливань лотка вібрототка сепаратора, а саме його частоту та амплітуду.

3 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ВІБРОСЕПАРАТОРА

3.1 Розрахунок та вибір приводного електродвигуна вібросепаратора

Розрахунок потужності двигуна електропривода виробничого механізму повинен враховувати для даного механізму навантаження згідно механічної характеристики механізму, сили тертя кочення в механічних передачах, режим роботи електропривода, технологічні вимоги та особливості механічної частини електропривода. Виходячи з технологічного процесу роботи вібросепаратора для очищення насіннєвого зерна можна стверджувати, що його приводний електричний двигун працює у тривалому номінальному режимі роботи із постійним навантаженням. Отже для розрахунку потужності приводного електродвигуна вібросепаратора можна скористатися теоретичними розрахунковими формулами [9], і вибраний таким чином електродвигун необхідно перевірити за умовами пуску та перевантажувальною здатністю.

Вихідні дані для розрахунку потужності електродвигуна електромеханічного приводу з вертикальним дебалансним валом для збудження коливань пружно встановленого спірального лотка вібросепаратора приведені у таблиці 3.1. Розрахунок проводитимемо у такому порядку, спочатку визначаємо відцентрові сили:

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

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_0 – кількість дебалансів встановлених на одному кінці вала.

Тоді:

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

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:

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

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 $\eta = 0,99$;

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

m – кількість муфт, $m = 2$;

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

Згідно розрахункової потужності та необхідної швидкості обертання вала, за довідниковими даними вибираємо асинхронний двигун з короткозамкненим

ротором типу 4AM132M6УЗ ГОСТ 195223-81, з номінальними параметрами, які наведені в 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 $M_{п}/M_n$, Н·м	1,8
Момент інерції ротора двигуна J_d , кг·м ²	0,038

Розрахуємо номінальний обертовий момент приводного двигуна:

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{3}{950} = 9,89 \text{ (Н·м)}. \quad (3.7)$$

Розрахуємо максимальний обертовий момент приводного двигуна:

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

3.2 Розрахунок приведених моментів інерції та інерційних мас приводу

Оскільки, при даному режимі роботи, потужність та момент опору на валу приводного двигуна незмінні, то для визначення величини динамічного моменту приводу необхідно розрахувати приведений до кутової швидкості валу електродвигуна момент інерції з'єднувальних муфт та дебалансних валів вібросепаратора.

Момент інерції дебалансних валів вібросепаратора, що приведений до

кутової швидкості валу електродвигуна може бути розрахований за формулою:

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

де: $J_{Д}$ - момент інерції ротора електродвигуна;

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

J_p – дійсний момент інерції дебалансних валів ($J_p = 0,103$ (кг·м²)).

Підставивши вихідні дані отримаємо:

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

Вважатимемо, що розгін (або гальмування) приводу проходить при постійному прискоренні (або сповільненні), тоді при орієнтовному розрахунку

Підставляючи дані отримаємо:

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

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

3.3 Перевірка приводного двигуна за перевантажувальною здатністю та нагріванням

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

$$P_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 t_i}{\sum t_n}}, \quad (3.11)$$

З постійним навантаженням режимі роботи приводного двигуна еквівалентна потужність двигуна рівна статичній потужності.

Оскільки еквівалентна потужність не перевищує номінальну, і умова $P_e \leq P_{ном}$ виконується $P_e = P_C = 2494,8 \text{ Вт} \leq P_{ном} = 3000 \text{ Вт}$.

Перевірку приводного електродвигуна за перевантажувальною здатністю здійснюють за умовою $M_{\max}/M_{\text{ном}} \leq \lambda$

де M_{\max} - максимальний момент навантаження;

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

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 приводного електродвигуна

Для побудови механічної характеристики приводного електродвигуна використаємо спрощений варіант формули Клосса, який можна використовувати для розрахунку механічних характеристик потужних асинхронних електродвигунів.

$$M(s) = \frac{2 \cdot M_{\max}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}, \quad (3.13)$$

де M_{\max} – критичний момент двигуна;

s – ковзання;

s_k – критичне ковзання.

Всі необхідні параметри знайдемо з паспортних даних електродвигуна.

Номінальне ковзання :

$$s_n = \frac{n_0 - n_{\text{ном}}}{n_0}, \quad (3.14)$$

Підставивши вихідні дані отримаємо:

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

Розрахуємо та побудуємо природну механічну характеристику електродвигуна за спрощеною формулою Клосса використовуючи ППП Mathcad

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

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

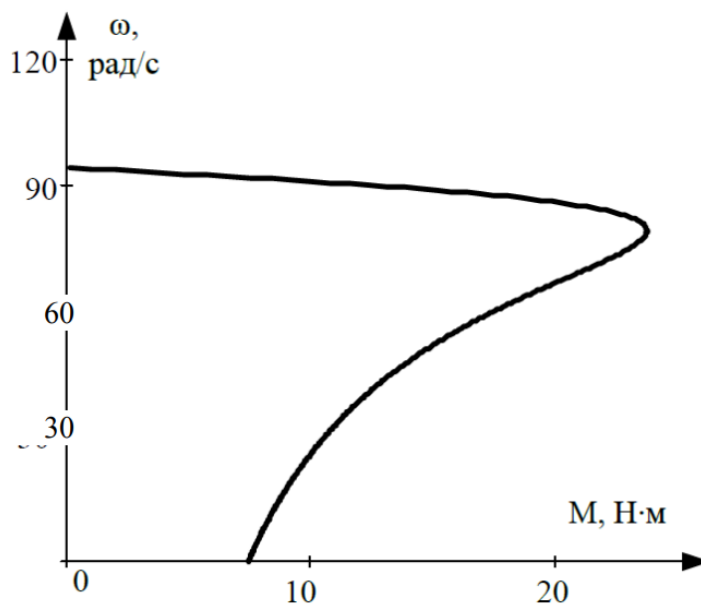


Рисунок 3.1 – Механічна характеристика електродвигуна

При частотному регулюванні швидкості обертання асинхронного двигуна потрібно в формулі механічної характеристики замість номінального ковзання s_n

В розрахунках n змінюється від нуля до n_1 .

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

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

$$M(n) = \frac{3 \cdot p \cdot U_{1\phi n}^2 \cdot \frac{C \cdot R_2'}{n_1 - n}}{n_1} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_1 \left[\left(C_1 \cdot R_1 + C_1^2 \cdot \frac{R_2'}{n_1 - n} \right)^2 + (C_1 \cdot X_1 + C_1^2 \cdot X_2')^2 \right]} \quad (3.17)$$

Визначивши числове значення цього співвідношення при номінальних значеннях напруги $U_{1\phi n}$ і частоті f_1 , змінюючи частоту f_1 відповідно до значень, вказаних вище, можна отримати відповідні значення напруги $U_{1\phi}$, які і використати при розрахунку штучних механічних характеристик.

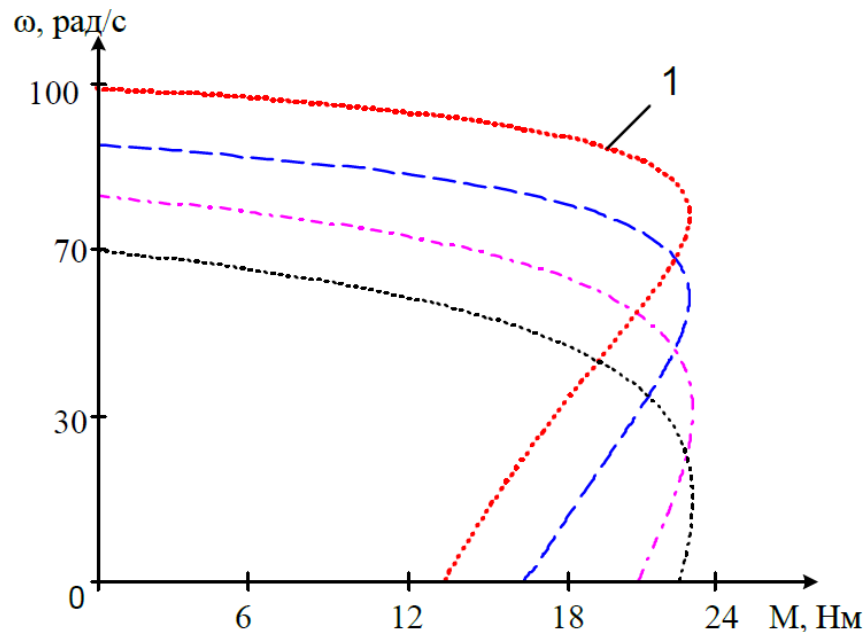


Рисунок 3.2 – Характеристики при регулюванні частоти струму живлення

Отримані штучні механічні характеристики цього електродвигуна приведені на рисунку 3.2. Природну механічну характеристику двигуна на рисунку 3.2 позначено цифрою 1.

Висновки

З урахуванням умов експлуатації, попередньо розраховано потужність

приводного двигуна, вибраний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4AM132M6У3 потужністю 3 кВт., вибраний двигун перевірений за нагріванням, перевантаженням та умовами пуску, при використанні ППП Mathcad 2001і побудовано механічну характеристику асинхронного двигуна, побудовані також штучні механічні характеристики приводного електродвигуна при регулюванні частоти струму живлення.

4 РОЗРОБКА СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА

4.1 Обґрунтування вибору керованих величин системи автоматичного керування електромеханічним приводом коливань

Будь-яка система автоматичного керування електроприводом виконує кілька функцій, які залежать від прийнятого технологічного процесу та вибраної системи електропривода. При цьому технологічний процес приймається за основу при виборі систем автоматичного керування.

З метою зменшення енергозатрат при роботі вібраційних технологічних машин стараються забезпечити та підтримати резонансний режим коливань їхніх робочих органів, який є найбільш енергоощадним режимом роботи.

При резонансному режимі коливань робочих органів технологічних вібротранспортувальних машин частота вимушуючої сили електромеханічного збудника коливань (віброприводу) повинна збігатися із частотою власних коливань пружно встановлених робочих органів.

Однак у процесі роботи вібраційних технологічних машин приєднана маса завантаження m_{nz} робочих органів у ході здійснення технологічних процесів, однак при застосуванні електромеханічного приводу із дебалансним валом, буде змінюватись і величина вимушуючої сили, а отже і амплітуда коливань робочого органу вібротранспортувальної машини, що може призвести до порушень технологічних режимів їх роботи.

Так у вібраційних технологічних машинах, де використовується явище вібротранспортування, буде зменшуватись його швидкість, що може призвести до порушень технологічних процесів. Так у вібросепараторах при зміні швидкості вібротранспортування зерна може погіршитись якість просіювання.

У таких випадках, для підтримання заданої швидкості вібротранспортування зерна по вібротранспортувальній машині, необхідно одночасно зі зміною частоти вимушуючої сили, змінювати певним чином і її величину. Змінювати

величину відцентрової вимушуючої сили можна або шляхом зміни частоти обертання приводного валу, або шляхом зміни статичного моменту дебалансних вантажів.

Оскільки частоту обертання приводного дебалансного вала необхідно підлаштовувати під резонансну частоту (частоту власних коливань пружно встановленого робочого органу), то підтримувати задану швидкість вібротранспортування зерна, можна шляхом зміни статичного моменту дебалансних вантажів віброприводу.

Отже при зміні частоти вимушуючої сили (частоти обертів приводного дебалансного вала) під час роботи вібромашини, необхідно одночасно, певним чином змінювати і величину статичного моменту дебалансних вантажів. Тому розробка регульованого електромеханічного вібропривода із дебалансним валом та системи керування ним є важливою науково-технічною задачею.

Враховуючи вище вказане необхідно розробити метод стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування робочим органом сипучих матеріалів в адаптивних вібраційних технологічних машинах з дебалансним електромеханічним віброприводом для забезпечення точності дотримання оптимальних параметрів заданого технологічного процесу.

4.2 Обґрунтування та розробка системи автоматичного керування коливань

Вказаний метод стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах базується на забезпеченні рівності (стабільності) в часі середньої швидкості вібротранспортування $V_{сер}$ [11, 12] при будь-якому завантаженні робочого органу на робочій (власній резонансній) частоті вібромашини:

$$V_{сер} = k \cdot A_z \cdot \omega_z \cdot \cos(\beta) \cdot \sqrt{1 - \frac{g^2 \cdot \cos^2(\alpha)}{A_z^2 \cdot \omega_z^4 \cdot \sin^2(\beta)}} \quad (4.1)$$

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

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

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

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

Даний метод дозволяє постійно підтримувати резонансний режим роботи адаптивних вібраційних технологічних машин завдяки корекції ω_d , а при резонансній частоті адаптивних вібраційних технологічних машин проводиться стабілізація швидкості горизонтального вібротранспортування шляхом корекції амплітуди коливань робочого органу A_d , що забезпечує мінімальні енергозатрати на вібропривод при незмінному оптимальному значенні технологічних параметрів роботи адаптивних вібраційних технологічних машин.

За допомогою блоку 6 проводиться ввід заданого технологічно оптимального значення швидкості вібротранспортування $V_{сер}$ шляхом введення заданих динамічних параметрів 9 робочого органу ω_z , A_z адаптивно-вібраційної технологічної машини 1 та конструктивних характеристик адаптивно-вібромашини α , β . Швидкість вібропереміщення та характер траєкторії частинок транспортованого сипкого середовища (зерна) залежать від параметрів вібраційного впливу, зокрема кутів напряму коливань β (в середньому даний кут у вібромашинах складає від $\beta = 18-70^\circ$, збільшення кута напряму коливань знижує швидкість вібротранспортування і покращує перемішування частинок у шарі сипучого матеріалу) та нахилу робочого органу α ($\alpha = 0^\circ$ для вказаного на мал. 4.1 випадку, а у багатьох вібромашинах він зазвичай складає $\alpha = 8-10^\circ$, зазвичай підйом робочого органу на один градус зменшує швидкість вібротранспортування для зернистих матеріалів на 2-5 %, а при зменшенні на один градус -

збільшується на 3-10 %, фізичних властивостей матеріалу, висоти шару сипучого матеріалу, напрямку та швидкості руху газу $V_{газу}$ 8 (або іншого технологічного реагенту) яким обробляється сипучий матеріал та ще ряду факторів, що безпосередньо залежать від типу технології, що реалізується у даній вібромашині.

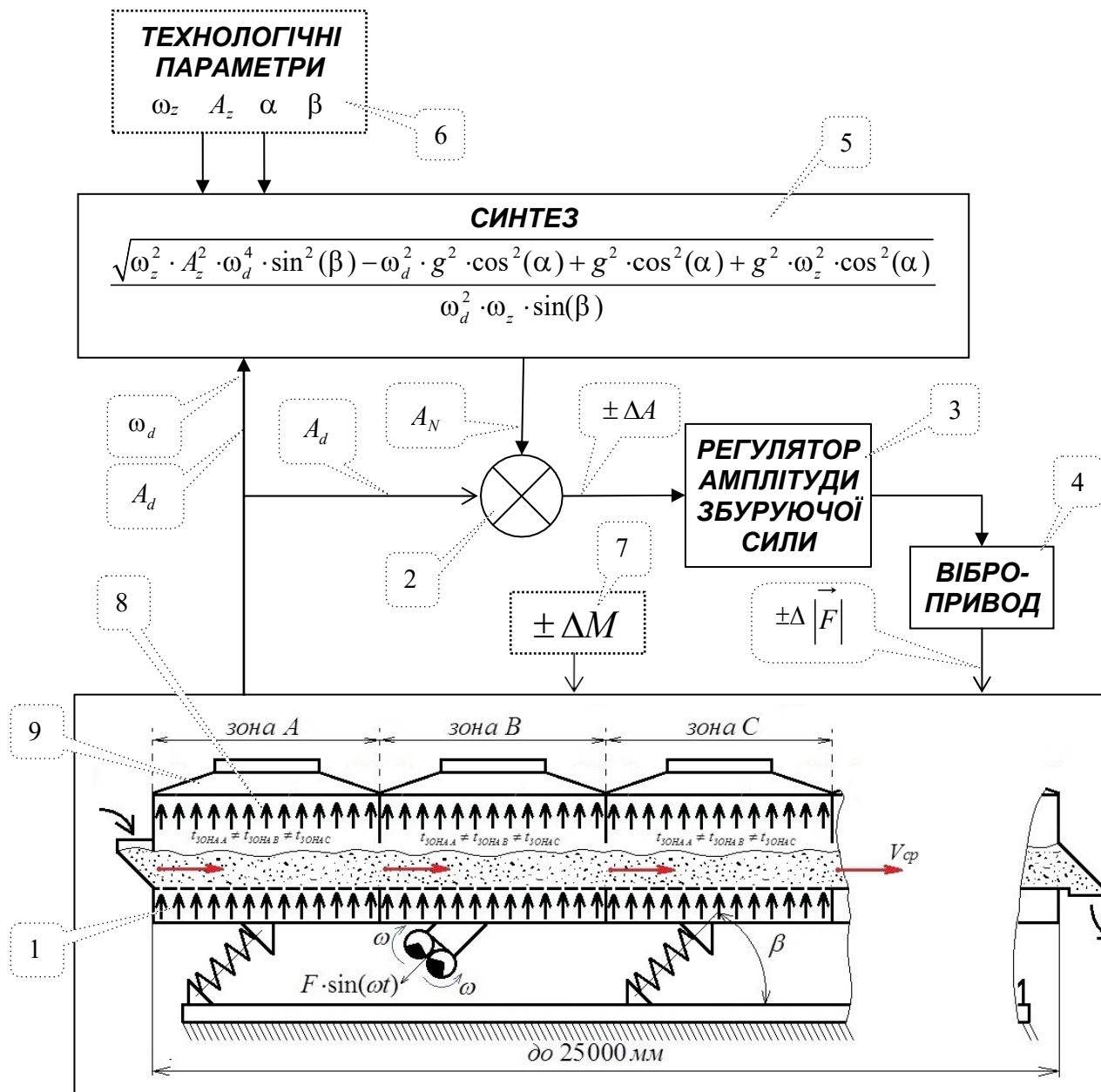


Рисунок 4.1 - Функціональна схема системи стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах

Для вібромашини із подачею газу під транспортований сипучий матеріал в роботі [1] наведено дані експериментальних досліджень промислових вібросепараторів, де встановлено, що швидкість вібротранспортування $V_{вібро+газ}$

сипучого матеріалу при одночасній подачі газу під його шар визначається емпіричною залежністю:

$$V_{\text{вібро+газ}} = V_{\text{сер}} \cdot \left[2.4 + \left(V_{\text{газу}} / V_{\text{кр}} \right)^{1.7} \right] \quad (4.2)$$

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.

Враховуючи той факт, що площі газорозподільних решіток та розхід газу в кожній зоні однакові, то швидкість вібротранспортування $V_{\text{вібро+газ}}$ сипучого матеріалу при одночасній подачі газу під його шар буде визначатися тільки геометричними розмірами самого робочого органу та його динамічними параметрами – тобто $V_{\text{сер}}$. Тому у вібромашинах, що застосовують для реалізації чи інтенсифікації певних технологічних процесів горизонтальне вібропереміщення, стабілізацію технологічно оптимальних параметрів можна проводити або зміною конструктивних параметрів (ω_z , A_z) або зміною (α , β) динамічних параметрів робочого органу 9. Зміна конструктивних параметрів робочого органу вібромашини не є завжди можливою та зручною через те, що робочий орган вібромашини в процесі реалізації певної технології пов'язаний з іншими допоміжними вібромашинами.

Оптимальною є активна зміна динаміки робочого органу 9 адаптивної вібраційної технологічної машини 1. При дії на робочий орган вібромашини 1 параметричного збурення 7 (зміна маси завантаження робочого органу $\pm \Delta M$), змінюється власна резонансна частота робочого органу вібромашини 1, що призводить до зміни амплітуди його коливань, яка зумовлена зміщенням амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) робочого органу вібромашини по осі частот у ту чи іншу сторону залежно від напрямку зміни параметричного збурення 7 ($\pm \Delta M$). Для корекції АЧХ застосовується зміна частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу з метою забезпечення постійного резонансного режиму роботи робочого органу вібромашини, у результаті чого виникає зміна технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля, на самперед частоти, із заданої ω_z

нову дійсну ω_d власну резонансну частоту робочого органу вібромашини 1. Враховуючи нову власну резонансну частоту АВТМ 1 ω_d та технологічно оптимальні параметри вібраційного поля робочого органу вібромашини ω_z та A_z в блоці синтезу 5 проходить розрахунок необхідного значення амплітуди коливань робочого органу A_N при новій дійсній власній резонансній частоті ω_d так, щоб оптимальне значення швидкості вібротранспортування $V_{сер}$ залишилось незмінним при новому дійсному значенні ω_d власної резонансної частоти робочого органу вібромашини 1. Тобто в блоці синтезу 5 проходить визначення необхідного значення амплітуди коливань робочого органу вібромашини.

Необхідне значення амплітуди коливань робочого органу A_N , яке забезпечує задане технологічно оптимальне значення швидкості вібротранспортування $V_{сер}$ при даній масі завантаження робочого органу поступає на блок порівняння 2. Отже, у результаті використання зворотного зв'язку відбувається постійне підтримування технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля в процесі зміни маси завантаження робочого органу.

Висновки

Обґрунтована та розроблена система автоматичного керування електромеханічним дебалансним приводом коливань робочого органу вібросепаратора у якій у результаті використання зворотного зв'язку по частоті та амплітуді коливань вимушуючої сили, стабілізується швидкість горизонтального вібротранспортування зерна по спіральному вібрлотку вібросепаратора, що дозволяє постійно підтримувати її технологічно оптимальну величину з точки зору забезпечення високої якості очищення зерна в процесі зміни маси його завантаження на робочий орган вібросепаратора при мінімальних енергозатратах на його вібропривод.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Навчання та інструктаж: Працівники повинні отримати відповідне навчання щодо безпечної роботи з зерносепараторами та процедур у разі аварійних ситуацій. Інструктаж повинен проводитися регулярно.

Особисті захисні засоби (ОЗЗ): Забезпечення працівників необхідними ОЗЗ, такими як захисні окуляри, відповідний одяг, рукавиці та захисний віддалений доступ до обладнання.

Перевірка обладнання: Регулярна перевірка зерносепараторів на відповідність стандартам безпеки та їх правильне функціонування.

Запобіжні заходи: Встановлення та дотримання правил щодо запобігання доступу до рухомих деталей зерносепаратора під час його роботи.

Вентиляція та усунення пилу: Забезпечення належної вентиляції робочого простору для уникнення накопичення пилу, який може бути небезпечним для здоров'я.

План евакуації та перша допомога: Розробка плану евакуації в разі аварійних ситуацій, а також навчання працівників надавати першу допомогу у випадку потреби.

Маркування та ідентифікація: Правильне маркування зерносепараторів, щоб працівники могли легко визначити їх функції та ризики.

Регулярна технічна перевірка та обслуговування: Забезпечення своєчасної перевірки та обслуговування обладнання для збереження його ефективності та безпеки.

Дотримання правил безпеки: Застосування всіх необхідних заходів безпеки та відповідність робочих процедур для уникнення травм та аварій.

Це лише загальні вказівки; конкретні вимоги можуть різнитися залежно від конкретної ситуації та законодавства.

Звісно, основні вимоги з охорони праці при роботі з зерносепараторами також можуть включати такі складові:

Обмеження доступу: Встановлення заходів для обмеження доступу до зони роботи зерносепаратора для неповнолітніх та некваліфікованих осіб.

План дій у випадку аварій: Розробка та впровадження плану дій у разі аварійних ситуацій, включаючи процедури припинення роботи обладнання та виклику екстреної допомоги.

Пожежна безпека: Забезпечення відповідних засобів пожежогасіння в районі, де знаходиться зерносепаратор, та навчання персоналу щодо їх використання.

Регулярність аудитів та оглядів: Проведення регулярних аудитів та оглядів з метою перевірки дотримання вимог з охорони праці та вжиття необхідних заходів для виправлення виявлених недоліків.

Ергономіка робочого місця: Організація робочого місця з урахуванням ергономічних принципів для запобігання травмам та стресу для працівників.

Документування інцидентів: Ведення обліку та документування будь-яких інцидентів чи нещасних випадків, що сталися при роботі з зерносепараторами, для подальшого аналізу та запобігання їх повторенню.

Ці вимоги створені з метою забезпечення безпеки та здоров'я працівників, які працюють з зерносепараторами. Вони повинні дотримуватися в рамках відповідних законодавчих норм та стандартів з охорони праці.

Звичайно, основні вимоги з охорони праці при роботі з зерносепараторами також можуть включати:

Регулярність медичних оглядів: Забезпечення проведення регулярних медичних оглядів працівників, які працюють з цим обладнанням, для виявлення можливих проблем зі здоров'ям, пов'язаних з роботою.

Система контролю за безпекою: Встановлення системи контролю за безпекою роботи зерносепаратора, що включає моніторинг стану обладнання, його робочих параметрів та автоматизованих систем безпеки.

Налагодження системи аварійного відключення: Встановлення системи автоматичного відключення зерносепаратора у випадку виникнення небезпечних ситуацій.

Організація навантаження та робочого графіку: Контроль за робочим часом та регулювання навантаження на працівників для уникнення перевтомлення, яке може вплинути на їхню увагу та безпеку під час роботи з обладнанням.

Аналіз ризиків та навчання з попередження: Проведення аналізу потенційних ризиків, пов'язаних з експлуатацією зерносепаратора, та навчання працівників методам їх попередження.

Створення резервних планів: Розроблення резервних планів дій в разі відмови обладнання або надзвичайних обставин для забезпечення безперервності виробництва та безпеки працівників.

Ці вимоги є частиною комплексного підходу до забезпечення безпеки під час роботи з зерносепараторами та мають на меті захистити працівників від потенційних небезпек.

Розумію, що безпека на робочому місці — це важливий аспект. Основні вимоги з охорони праці при роботі з зерносепараторами можуть також включати:

Підготовка до експлуатації: Перевірка наявності необхідних інструкцій та керівництв з експлуатації зерносепараторів, а також проведення додаткової підготовки персоналу з основних принципів роботи та безпеки.

Регулярна підтримка та технічне обслуговування: Забезпечення систематичного технічного огляду та обслуговування зерносепаратора для запобігання можливих несправностей та збереження його працездатності.

Аналіз ризиків та впровадження покращень: Проведення оцінки ризиків щодо безпеки під час роботи з зерносепараторами та впровадження змін у процесах роботи для зменшення цих ризиків.

Стимулювання безпечних практик: Впровадження системи заохочення працівників за дотримання правил безпеки, що сприяє підвищенню уваги до процесів безпеки на робочому місці.

Доступ до першої допомоги: Забезпечення наявності необхідних засобів для надання першої допомоги та знань персоналу щодо їх використання у випадку травм або надзвичайних ситуацій.

Постійний моніторинг заходів безпеки: Проведення постійного моніторингу та оновлення заходів безпеки відповідно до змін у технологіях та процесах роботи.

Впровадження процедур реагування на аварійні ситуації: Розроблення та практика процедур реагування на аварійні ситуації та негайне припинення роботи зерносепаратора в разі виявлення загрози.

Системи попередження: Встановлення сигналізаційних систем та індикаторів, які сповіщають про небезпеку чи несправності у роботі зерносепаратора.

Аудит безпеки: Регулярне проведення аудитів безпеки для перевірки виконання вимог з охорони праці та виявлення можливих прогалин чи слабких місць у системі безпеки.

Створення культури безпеки: Формування у колективі культури безпеки, що включає постійну увагу до безпеки, взаємопідтримку та відповідальність за безпеку на робочому місці.

Висновки

Вимоги спрямовані на підвищення рівня безпеки та уникнення потенційних небезпек при експлуатації зерносепараторів. Дотримання цих заходів стає основою для забезпечення безпечної та продуктивної роботи з цим видом обладнання.

Створені з метою забезпечення безпечного та здорового робочого середовища для працівників, які мають справу з зерносепараторами. Організація повинна систематично контролювати виконання цих вимог для запобігання можливих негативних наслідків.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Для визначення економічної ефективності впровадження вібраційного сепаратора з електромеханічним приводом, порівнюємо економічний ефект від роботи двох сепараторів. Перший це сепаратор первинного очищення зерна ЗВС-10-А що вмонтований у лінію технологічного обладнання зерноочисних агрегатів ЗАВ- 20 та спеціальних ліній і комплексів в усіх сільськогосподарських зонах України. Сепаратор має продуктивність 20 тон за годину, вага сепаратора 1405 кг, встановлена потужність електрообладнання 7,7 кВт.

Затрати на виготовлення спірального вібраційного сепаратора становлять:

$$Z_{зат} = C_v E_n, \quad (6.1)$$

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.

Таблиця 6.1 – Вартість матеріалів на виготовлення вібраційного сепаратора

Матеріал	Одиниці виміру	Кількість
Кутник 60x60x5	м	56
Стальний лист СТЗсп S3		30
Провід пружинний	м	80
Муфта пружинна в зборі	шт.	1
Віброопора ОВ-31М-УХЛ4	шт.	4
Підшипник 306	шт.	2
Електродвигун 4АМ90L6У3	шт.	1
Сталь 30	кг	80
Гума транспортерна	м	10
Сітка металева 3 мм	м ²	10
Пульт керування	шт.	1
Всього		

Затрати на оплату праці складають:

$$O_{np} = (O_{зв} + O_{сл} + O_{бл}) \cdot K_з, \quad (6.2)$$

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

K_z – кількість робочих змін.

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

$$B_{\sigma} = B + O_{np}, \quad (6.3)$$

де B - вартість матеріалів, грн;

O_{np} - оплата праці, грн

Амортизаційні відрахування:

До основних експлуатаційних витрат 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:

$$Z_{ен} = N_{np} \cdot t_{p.зм} \cdot n_{зм} \cdot n_p \quad (6.4)$$

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

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

$n_{зм}$ – кількість змін;

n_p – кількість робочих днів у році, $n_p = 250$ днів;

Робочий час однієї зміни розраховуємо за формулою:

$$t_{p.зм} = T_{зм} - T_{пз}; \quad (6.5)$$

де $T_{зм}$ – час однієї зміни, 8 год;

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

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

Тоді:

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

Визначаємо витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу за формулою:

$$Z_n = Z_{зм} \cdot H_m \cdot H_{np} \quad (6.6)$$

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

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

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

Звідки загальні експлуатаційні витрати складають:

$$Z = A_e + B_e + Z_n. \quad (6.7)$$

Аналогічно розраховуємо загальні експлуатаційні витрати для базової моделі.

Визначаємо річний економічний ефект від впровадження 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.

Визначаємо термін окупності вібросепаратора:

$$T_{ок} = B_e / E_p,$$

де B_e - балансова вартість нового вібросепаратора грн.

E_p – річний економічний ефект.

$$T_{ок} = 18660 / 33773,8 = 0,6 \text{ року.}$$

Отже, термін окупності вібросепаратора становить 0,6 року.

Висновки

Внаслідок впровадження у виробництво вібраційного сепаратора зменшуються затрати на електроенергію на 21372,8 грн./рік також зменшуються загальні експлуатаційні витрати на 27572,8 грн./рік що позитивно впливає на собівартість виробництва зерна. Термін окупності 0,6 року.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Процес післязбиральної обробки зерна на сучасних елеваторах передбачає попереднє очищення, сушіння вологого зерна, зберігання, доочищення сухого (або підсушеного) зерна з доведенням до необхідних кондицій перед відправленням. Розробка нових енергоощадних машин для очищення сипучої зернової сільськогосподарської продукції чи їх модернізація і удосконалення зважаючи на обмеженість енергоресурсів України є важливою народногосподарською задачею. Однак існуючі сепаратори для очищення зерна є недостатньо ефективними і не задовольняють підвищених вимог сучасних до насінневого зерна.

2. Відомі конструктивні схеми існуючих вібраційних та вібропневматичних сепараторів мають певні конструктивні недоліки, які призводять до незадовільної якості роботи, громіздкі конструкції при порівняно енергоємних робочих процесах, тому розробка компактного надійного вібросепаратора, що дозволяв би здійснювати якісне очищення насінневого зерна є актуальною народногосподарською задачею.

3. Найкраще для якісного очищення насінневого зерна підходить вібраційний сепаратор з електромеханічним приводом та зі складеним вертикальними приводним дебалансним валом, має просту збалансовану конструкцію і дозволяє реалізувати енергоощадний резонансний режим роботи.

4. Уточнена узагальнена динамічна модель спірального вібролотка сепаратора з електромеханічним приводом та вертикальним дебалансним валом, в результаті теоретичних досліджень даної моделі встановлені аналітичні залежності між параметрами коливань спірального лотка вібросепаратора та конструктивними параметрами його вібропривода, обґрунтовано та розроблено регульований електромеханічний привод вібраційного сепаратора з вертикальним дебалансним приводним валом, який дозволяє автоматизувати незалежне регулювання параметрів коливань спірального лотка вібросепаратора, а саме його частоту та амплітуду.

5. З урахуванням умов експлуатації, попередньо розраховано потужність приводного двигуна, вибраний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором типу 4AM132M6УЗ потужністю 3 кВт., вибраний двигун перевірений за нагріванням, перевантаженням та умовами пуску, при використанні ППП Mathcad 2001 і побудовано механічну характеристику асинхронного двигуна, побудовані також штучні механічні характеристики приводного електродвигуна при регулюванні частоти струму живлення.

6. Запропонована система автоматичного керування електромеханічним дебалансним приводом коливань робочого органа вібросепаратора у якій у результаті використання зворотного зв'язку по частоті та амплітуді коливань вимушуючої сили, стабілізується швидкість горизонтального вібротранспортування зерна по спіральному вібрлотку вібросепаратора, що дозволяє постійно підтримувати її технологічно оптимальну величину з точки зору забезпечення високої якості очищення зерна в процесі зміни маси його завантаження на робочий орган вібросепаратора при мінімальних енергозатратах на його вібропривод.

7. Внаслідок впровадження у виробництво вібраційного сепаратора зменшуються затрати на електроенергію на 21372,8 грн./рік також зменшуються загальні експлуатаційні витрати на 27572,8 грн./рік що позитивно впливає на собівартість виробництва зерна. Термін окупності від впровадження 0,6 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гряник Г. М., та ін. “Охорона праці” – К.: Урожай, 1994. – 272 с.
2. Дацишин О. В. “Дипломне та курсове проектування” - К.: Урожай, 1996. – 191с.
3. Демский А. Б., та ін. “Процеси сепарування на зернопереробних підприємств-вах” – К.: Вища школа, 1980. – 304 с.
4. Патент SU №567054, Вибросепаратор. бюл. №28 1977.
5. Патент SU №727742, Вибросепаратор. бюл. №20 1980.
6. Лехман С.Д. Довідник з охорони праці в сільському господарстві – К.: Урожай, 1990. – 120 с.
7. Патент UA № 104108, Керований вібробуджувач. бюл. № 24 2013.
8. Патент UA № 105075, Спосіб стабілізації швидкості горизонтального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах. бюл. № 7, 2014.
9. Патент UA № 69424, Вібраційний сепаратор. Бюл. № 9, 2004.
10. Патент UA № 79624, Багатофракційний вібраційний сепаратор. бюл. № 10, 2007.
11. Патент UA № 92041, Спосіб стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. бюл. № 18, 2010.
12. Патент UA № 98184, Багатофракційний вібраційний сепаратор. бюл. № 8, 2012.
13. Планирование эксперимента в технике / В. И. Барабашук, Б. П. Креденцер, В. И. Мирошниченко: под ред. Б. П. Креденцера – К.: Техника, 1984. – 200 с.
14. Патент SU №1657939, Вибросепаратор. бюл. №23, 1991.
15. 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.

16. Грищук О. А. Удосконалення конструкції вібросепаратора для насіння багатолітніх трав та його аналіз/Vedecky pokrok na rozmezi millennium – 2009. Materialy V mezinarodni vedecko-prakticka conference. – Praha: Publishing House “Education and Science” s. r. o., - 2009. – 184 p. P. 51-56.

17. Серeda Л.П., Берник П. С., Енероощадні 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).

18. Солoна О.В. Багатофракційний вібраційний сепаратор з вертикальним кінематичним віброзбуджувачем / Вібрації в техніці та технологіях. - 2009.-№ 4 (56) -С.-157 - 160.

19. А. А. Видмиш, Л. В. Ярошенко. Основи електропривода. Теорія та практика. Частина 1. / Навчальний посібник. – Вінниця: ВНАУ, 2020. – 388 с.

20. Матвійчук В.А., Стаднік М.І., Рубаненко О.О. Електропривод виробничих машин і механізмів. Навчальний посібник з виконання курсової роботи. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – с.

21. 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:

22. Електропривод сільськогосподарських машин, агрегатів та потокових ліній: Підручник / Є.Л. Жулай, Б.В. Зайцев, О.С.м Марченко и др; Ред. Є.Л. Жулай. – К.: Вища освіта, 2001. – 288 с.. – ISBN 966-95995-2-0:

23. 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.

24. 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:

ДОДАТКИ