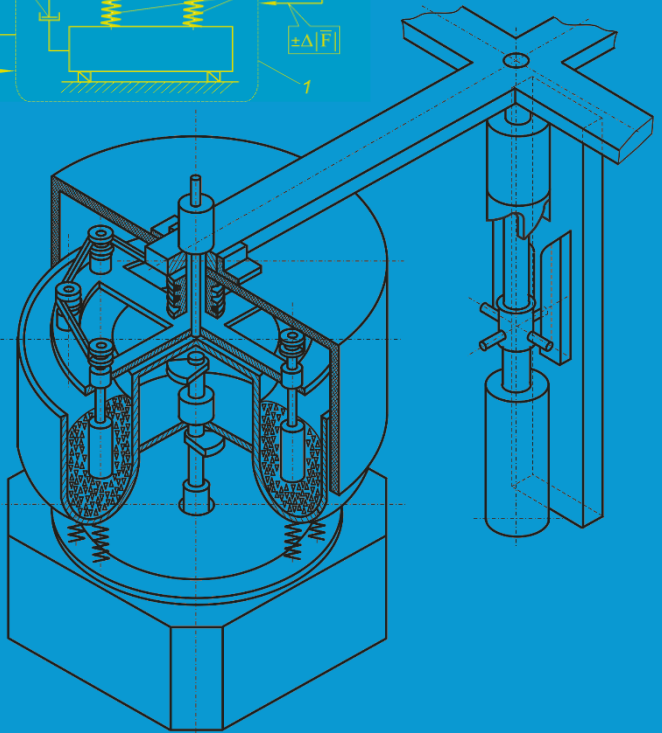
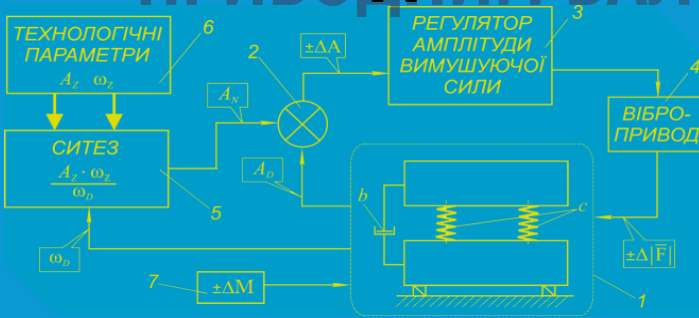


Л. В. Ярошенко

ВІБРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ МАШИНИ ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМ ПРИВОДНИМ ВАЛОМ



Вінниця - 2023

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет

Л. В. Ярошенко

**ВІБРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ МАШИНИ ІЗ
ВЕРТИКАЛЬНИМ ПРИВОДНИМ ВАЛОМ**

Монографія

Вінниця
«ТВОРИ»
2023

УДК 621.9.048.6
Я 77

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного аграрного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 6 від 23 грудня 2022 р.)

Рецензенти:

В. І. Кравчук - академік Національної академії аграрних наук України, доктор технічних наук, професор Національного університету біоресурсів і природокористування України;

Р. Д. Іскович-Лотоцький - доктор технічних наук, професор кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету;

В. А. Матвійчук - доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки Вінницького національного аграрного університету.

Вібраційні технологічні машини із вертикальним приводним валом: монографія. Л. В. Ярошенко. Вінниця : ТВОРИ, 2023. 280 с.

ISBN 978-617-552-252-3

У монографії викладено результати теоретичних та експериментальних досліджень динаміки вібраційних машин із вертикальним приводним валом. Пояснений механізм виникнення циркуляційного руху силучого технологічного середовища в тороподібних контейнерах вібраційних машин та розроблено алгоритм керування ним. Наведено ряд конструктивних рішень вібраційних технологічних машин із вертикальними приводними валами, як при динамічному, так і кінематичному збудженні коливачів їхніх робочих органів, що здійснюють просторові коливання під час виконання технологічних операцій.

Призначена для фахівців, що працюють у галузі вібраційної техніки, конструкторів та технологів металообробних підприємств, викладачів та студентів вузів машинобудівних та агротехнічних спеціальностей.

УДК 621.9.048.6

ISBN 978-617-552-252-3

© Л. Ярошенко 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ДИНАМІКА ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМ ПРИВОДНИМ ДЕБАЛАНСНИМ ВАЛОМ.....	8
1.1. Особливості електромеханічних збудників коливань робочих органів вібраційних технологічних машин.....	8
1.2. Динамічна модель вібраційної машини із тороподібним контейнером і рівняння руху контейнера.....	11
1.3. Визначення траєкторії руху довільної точки контейнера.....	16
РОЗДІЛ 2. МЕХАНІЗМ ВИНИКНЕННЯ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РУХУ СИПУЧОГО СЕРЕДОВИЩА У ТОРОПОДІБНОМУ КОНТЕЙНЕРІ.....	23
2.1. Особливості циркуляційних рухів сипких середовищ у вібраційних машинах.....	23
2.2. Теоретичні дослідження механізму виникнення циркуляційного руху робочого середовища у тороподібних контейнерах.....	25
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТОРОПОДІБНИХ КОНТЕЙНЕРІВ І ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РУХУ ЇХ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ.....	39
3.1. Експериментальні дослідження залежності кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини від кута розвороту дебалансів.....	39
3.2. Експериментальні дослідження механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища.....	44
3.3. Експериментальні дослідження розподілу динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища у тороподібному контейнері.....	58
3.4. Експериментальні дослідження розподілу механічної енергії у вібраційних машинах і оцінка можливості її утилізації для привода примусового руху оброблюваних деталей в.....	64
3.5. Побудова математичної моделі технічної системи, що складається з вібраційної машини, робочого середовища та оброблюваної деталі, що встановлена на підвісці.....	72
3.6. Дослідження технологічних параметрів установки для вібраційної обробки легко пошкоджуваних деталей кільцевого типу.....	79
3.7. Дослідження технологічних параметрів установки для вібраційної шпиндельно-планетарної обробки деталей.....	86
РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА ІЗ ВІДЦЕНТРОВИМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ІЗ ТОРОПОДІБНИМ КОНТЕЙНЕРОМ.....	98

РОЗДІЛ 5 КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМИ ПРИВОДНИМИ ДЕБАЛАНСНИМИ ВАЛАМИ.....	105
5.1. Вібробункер із вертикальним приводним дебалансним валом	105
5.2. Вібраційні сепаратори із вертикальними приводними дебалансними валами	109
5.3. Вібраційні шахтні сушарки із вертикальними приводними дебалансними валами.....	122
5.4. Вібраційні змішувачі із вертикальними приводними дебалансними валами	131
5.5. Вібраційні дробарки і млини із вертикальними приводними дебалансними валами	144
РОЗДІЛ 6 КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМИ ПРИВОДНИМИ ВАЛАМИ ТА КІНЕМАТИЧНИМ ЗБУДЖЕННЯМ КОЛИВАНЬ	160
6.1 Вібраційна машина для обробки деталей із тороподібним контейнером, вертикальним приводним валом та кінематичним збудженням коливань	160
6.2 Вібраційні сепаратори із вертикальними приводними валами та кінематичними збуджувачами коливань	164
6.3 Вібраційні сушарки із вертикальними приводними валами та кінематичними збуджувачами коливань	179
6.4 Вібраційний змішувач із вертикальним приводним валом та кінематичним збуджувачем коливань	192
6.5 Вібраційний млин із вертикальним приводним валом та кінематичним збуджувачем коливань	197
РОЗДІЛ 7 АВТОМАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МАШИНАМИ.....	203
7.1 Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин у резонансних режимах	203
7.2 Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин	211
7.3 Керована вібраційна машина зі спіральною робочою камерою	217
7.4 Автоматична система керування адаптивною вібраційною машиною з тороподібним робочим контейнером	225
7.5 Автоматична система керування адаптивним вібраційним сепаратором	230
7.6 Автоматична система керування електромеханічним дебалансним віброприводом вібраційних машин на основі штучної нейронної мережі	238
7.7 Нейроконтролер для системи керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин	248
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	265
ЛІТЕРАТУРА.....	269

ВСТУП

Вібраційна техніка й технологія набувають все більшого розповсюдження в сучасних виробничих процесах різних галузей народного господарства й сільськогосподарського зокрема. Внаслідок відносної простоти конструкції, високої надійності та невеликої енергоємності технологічних процесів вони дозволяють досягати значних техніко-економічних ефектів. Так у сучасних прогресивних металообробних виробництвах вібраційна обробка є невід'ємним елементом технологічного процесу виготовлення деталей. На деталях складної форми, з поверхнями, недосяжними для традиційних способів обробки, такі операції, як зняття задирок, заокруглення гострих кромek, шліфування та полірування, підготовка під лакофарбові покриття, зміцнення та надання товарного вигляду найбільш ефективні, а у великій кількості випадків єдино можливі саме із застосуванням вібраційної обробки. Частка цих процесів досягає 20-25 % від загальної трудомісткості виготовлення деталей.

Сучасні вібраційні машини умовно можна поділити на два класи за орієнтацією приводного дебалансного вала: з горизонтальним приводним валом та з вертикальним приводним валом. У цих двох класах відцентрові вимушуючі зусилля та моменти по-різному зорієнтовані відносно сили тяжіння, і, відповідно, рух робочих органів та переміщення сипучого середовища в них чи по них має різний характер та інтенсивність.

На даний час найбільшого розповсюдження набули вібраційні машини із горизонтальним приводним валом. Робочі органи цих машин здійснюють, як правило, коливання в одній площині, здебільшого в горизонтальній, і переміщення сипучого середовища (циркуляційний рух) у них має невисоку інтенсивність. На відміну від них, у вібраційних машинах із вертикальним приводним валом робочі органи, що мають тороподібні контейнери, здійснюють просторові коливання, а тому циркуляційний рух сипучого робочого середовища в них має вищу інтенсивність і складніший характер, що дозволяє значно інтенсифікувати ряд технологічних процесів та досягнути вищої якості кінцевого продукту. Інтенсивність циркуляційного руху сипучого середовища в них

настільки велика, що його кінетичну енергію можна утилізувати й використати для привода інших допоміжних механізмів вібраційних машин [1-3]. Окрім того, дані вібраційні машини мають менші втрати при перехідних процесах, а зростання амплітуди при переходах через резонанс не таке значне та небезпечне, як у вібраційних машинах із горизонтальним приводним валом.

У даному класі вібраційних машин застосовується електромеханічний дебалансний привод коливальних, що складається з електродвигуна, трансмісії, яка передає обертовий момент до вертикального вала зі встановленими на ньому двома неврівноваженими вантажами, один з яких розташований вище за центр мас коливної системи, інший – нижче від нього. Таке конструктивне виконання вібраційної машини дозволяє керувати траєкторіями руху тороподібного робочого контейнера і, відповідно, циркуляційним рухом технологічного завантаження, варіюючи розташуванням неврівноважених вантажів один відносно другого та відносно центру мас.

Аналіз існуючих робіт з теоретичних та експериментальних досліджень динаміки вібраційних машин з вертикальним приводним валом підтвердив наявність досить повних та глибоких досліджень [68, 69]. Роботи академіка П.М. Заїки, присвячені динаміці зерноочисних машин із вертикальним дебалансним валом, послужили теоретичною та методологічною основою аналізованих питань.

У даній монографії уточнена математична модель вібраційної машини, в якій система інерційних сил, що викликає коливання тороподібного контейнера, представлена як динамічний гвинт, що обертається це дозволяє більш чітко описати коливні рухи контейнера. Вперше пояснений механізм виникнення циркуляційного руху технологічного завантаження в тороподібних контейнерах вібраційних машин з позиції теорії хвильового вібропереміщення сипких середовищ та розроблено алгоритм управління рухом завантаження.

У теоретичних дослідженнях прийнято низку припущень, з урахуванням яких було розв'язано диференціальні рівняння в лінійній постановці. Для випадків, коли вібраційна машина працює в далеко за-резонансній області – а

саме на таких частотах працює більшість виробничих установок – і за малих кутових коливань (до 0,05 рад) допущення були виправдані. Порівняння розрахункових значень траєкторії коливань та величини амплітуд з експериментальними даними давали значний збіг результатів (розбіжності не перевищували 8 %).

Експериментально досліджено розподіл динамічного напору потоку робочого середовища по перерізу тороподібного контейнера. Вивчення об'ємного розподілу механічної енергії, яка розсіюється в завантаженні, дозволило оцінити її як достатню для утилізації та перетворення в допоміжні рухи оброблюваних великогабаритних деталей, що дає можливість збільшити продуктивність процесу по метало-зніманню в 1,8 разів без використання окремих приводів та збільшення питомих енерговитрат. За допомогою активного багатофакторного інтерполяційного експерименту побудована математична модель технічної системи з тороподібним контейнером, обладнаним електромеханічним приводом та відцентровим віброзбуджувачем робочого середовища та оброблюваної деталі, що встановлена на підвісці.

Розроблено методику практичного розрахунку вібраційних машин з вертикальним приводним дебалансним валом, яка була застосована для проектування ряду торових машин для оздоблювально-зачисної обробки деталей з об'ємом робочого контейнера від 5 до 120 л, що успішно зарекомендували себе на виробництві. Розробка методики визначення законів руху тороподібних робочих органів вібраційних машин із вертикальним приводним валом, розкриття квазіхвильового механізму виникнення циркуляційного руху силючого середовища в них та алгоритмів керування цим рухом [62, 69] дозволили також запропонувати ряд нових високоефективних вібраційних машин промислового та сільськогосподарського призначення. Конструкції машин перевірені на експериментальних зразках та підтвердили свою працездатність у вирішенні різноманітних технологічних завдань.

РОЗДІЛ 1 ДИНАМІКА ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМ ПРИВОДНИМ ДЕБАЛАНСНИМ ВАЛОМ

1.1 Особливості електромеханічних збудників коливань робочих органів вібраційних технологічних машин

На сучасному етапі розвитку вібраційних технологічних машин найбільшого розповсюдження набули електромеханічні приводи, які можна віднести до комбінованих. Основним джерелом механічної енергії в них є електродвигун, вал якого (ротор або якір) обертається, а обертовий рух вала електродвигуна перетворюється в коливний рух робочих органів за допомогою механічних перетворювачів (механічних віброзбуджувачів) [13].

Як і всі механізми, механічні віброзбуджувачі містять тільки тверді тіла, в яких не здійснюється перетворення енергії. До основних різновидів механічних віброзбуджувачів можна віднести: силові (відцентрові або дебалансні) та кінематичні (ексцентрикові).

При силовому збудженні коливань робочих органів на них діє система зовнішніх вимушуючих динамічних гвинтів, сил або моментів які генеруються інерційними елементами і не залежать від стану системи, координат руху робочих органів чи їх похідних.

При кінематичному збудженні коливань робочих органів їхнім окремим точкам (або деталям) надається певне переміщення, які не залежать від стану системи, координат руху робочих органів чи їх похідних;

Найбільшого розповсюдження у вібраційних машинах набули електромеханічні приводи з відцентровими дебалансними віброзбуджувачами. У них обертова вимушуюча сила генерується при обертанні дебаланса й виникненні відцентрової сили. Дебаланс (неврівноважений вантаж) встановлюється на валах у підшипникових вузлах, у корпусі віброзбуджувача.

Дебаланс може мати різні типи нерівноваженості: силову, моментну або обидві одночасно [37]. Силова нерівноваженість є наслідком обертання дебаланса навколо осі, яка є паралельною до однієї з його головних центральних

осей інерції. При обертанні дебаланса навколо осі, яка не є паралельною до однієї з його головних центральних осей інерції, виникає моментна невірноваженість. При рівномірному обертанні статично невірноваженого дебаланса генерується обертова відцентрова сила. При обертанні моментно невірноважених дебалансів генерується обертовий вимушуючий вектор-момент (пара сил). При рівномірному обертанні дебаланса, який як статично, так і моментно невірноважений, генерується обертовий динамічний гвинт.

Отже, при використанні відцентрового віброзбуджувача можлива генерація довільної вимушуючої дії збудження коливань робочих органів вібромашин, за яких окремі точки їх робочої поверхні рухатимуться лінійними, плоскими чи складними просторовими траєкторіями.

Широкого застосування для привода вібраційних машин набули мотор-вібратори, які містять дебалансні вантажі, які встановлені в електродвигуни з посиленими статорами та підшипниками.

Для плавного регулювання частоти коливань робочих органів використовуються приводи з тиристорними регуляторами чи гідромотори. При ступінчатому регулюванні можуть використовуватись багатошвидкісні електродвигуни чи коробки передач або ступінчаті чи змінні шківні клинопасових передач.

Електромеханічні приводи з дебалансними віброзбуджувачами найповніше відповідають вимогам вібраційних машин з різноманітними технологічними процесами роботи.

Серед їх істотних переваг можна відзначити:

- простота конструкції та низька вартість;
- достатньо високе відношення амплітуди збуджуючої сили та маси віброзбуджувача (понад 1000 Н/кг);
- зручність плавного чи ступінчатого регулювання частоти й амплітуди коливань;
- прості засоби примусової чи мимовільної синхронізації роботи декількох віброзбуджувачів, встановлених на одному робочому органі машини;

- низька чутливість до зміни навантажень, особливо при далеко зарезонансних режимах роботи;

- стійкість роботи при великих дисипативних опорах коливанням;

- добру віброізоляцію робочих органів вібромашин, внаслідок самобалансності приводів, оскільки відцентрові сили, які виникають при обертанні приводних дебалансних валів, завжди врівноважуються інерційними силами від коливань робочих органів;

- можливість генерації за допомогою одного вібробуджувача складних просторових коливань робочих органів.

Одним з істотних недоліків даних вібробуджувачів є складність незалежного регулювання амплітуди та частоти коливань, оскільки відцентрова вимушуюча сила, яка й визначає амплітуду коливань, залежить від частоти обертів приводного вала, а, отже, від частоти коливань.

При кінематичному вібробудженні коливань робочі органи здійснюють цілком визначений рух, що залежить тільки від геометричних розмірів вібробуджувача (ексцентриситету його кривошипа). Існують кінематичні вібробуджувачі з жорстким (недеформованим) шатуном, з пружним (деформованим) шатуном та з демпфером у приводі. Використовуючи двигуни зі змінною частотою обертання, можливий широкий діапазон регулювання частоти коливань робочих органів. При використанні регульованих чи поворотних ексцентриків можливе регулювання й амплітуди коливань робочих органів. Серед переваг таких збуджувачів можна відзначити незалежність регулювання амплітуди та частоти коливань робочих органів, а також можливість стійкої надійної роботи при малих (набагато менших ніж при відцентрових вібробуджувачах) частотах коливань робочих органів.

До недоліків кінематичних вібробуджувачів коливань можна віднести незадовільну віброізоляцію робочих органів вібромашин, оскільки такі вібробуджувачі встановлюються на рамі машини чи підлозі виробничого приміщення, внаслідок чого на дане приміщення та навколишнє обладнання

діють такі ж динамічні навантаження, як і на коливні частини вібраційної машини.

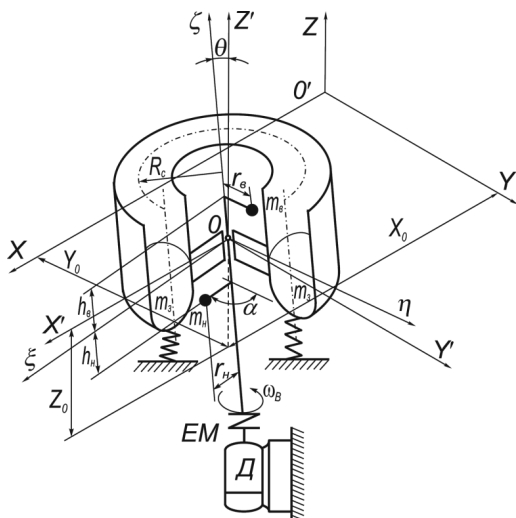
Вказані віброзбуджувачі також мають складні умови пуску, оскільки під час пуску приводний двигун за один оборот долає сили пружної системи вібромашини і надає початкове прискорення необхідної величини. Тому в приводі використовують спеціальні електродвигуни з підвищеним (10...12 кратним) пусковим моментом або використовують спеціальні пускові маховики чи ексцентрики з регульованими при пуску ексцентриситетами.

Для збудження складних просторових коливань робочих органів вібраційних технологічних машин можливе використання обох електромеханічних віброзбуджувачів залежно від їхнього технологічного призначення та конструктивних особливостей.

1.2 Динамічна модель вібраційної машини із тороподібним контейнером і рівняння руху контейнера

Динамічна модель вібраційної машини із тороподібним контейнером представлена на мал. 1.1. Робочий орган машини - контейнер встановлюється на рамі за допомогою пружних елементів, які рівномірно розміщені по колу, і являє собою тверде недеформоване тіло масою M_I [62, 68]. Така система пружних елементів дозволяє здійснювати довільні просторові рухи. В цьому випадку контейнер має шість ступенів вільності. Нижня частина контейнера має форму зрізаного тора із середнім радіусом R_C , а верхня частина обмежується зовнішнім та внутрішнім циліндрами, що спіраються на зрізаний тор. Контейнер приводиться в рух від механічного віброзбуджувача, який являє собою встановлений на підшипниках співвісний із вертикальною віссю контейнера вал, на якому із ексцентриситетами r_B та r_H встановлені два дебалансних вантажі масами m_B та m_H , причому у вертикальному напрямку вантажі розміщені на відстані h_B та h_H від центра мас контейнера O - відповідно. Віброзбуджувач отримує обертовий рух від приводного електродвигуна D через еластичну муфту EM . Площини, що проходять через центри мас дебалансних вантажів та вісь

вала, утворюють між собою кут розвороту дебалансних вантажів – α . Дебалансний вал обертається із кутовою швидкістю ω_B .

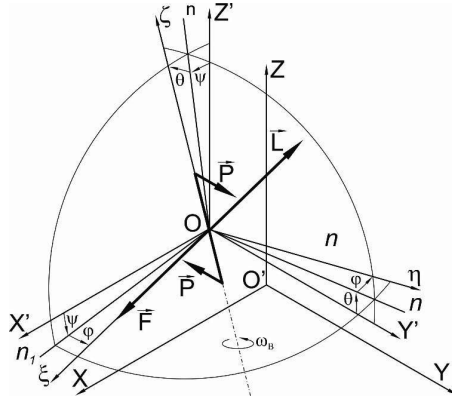


Малюнок 1.1 - Принципова схема вібраційної машини із тороподібним контейнером

Для визначення положення тороподібного контейнера доцільно обрати три просторові системи координат (див. мал. 1.2): нерухому $Oxyz$; рухому $Ox'y'z'$ - зв'язану із центром мас контейнера, осі якої під час руху контейнера залишаються паралельними до відповідних осей нерухомої системи координат; та постійно зв'язану із контейнером $O\xi\eta\zeta$, (у положенні статичної рівноваги усі три системи координат збігаються): X_0, Y_0, Z_0 - координати центра мас контейнера O в нерухомій системі координат.

Для переходу від рухомої системи координат до нерухомої прийнято кути Ейлера-Крилова, які використовуються у теорії гіроскопів, відповідно до яких для переходу від рухомої системи координат $Ox'y'z'$ до системи координат жорстко зв'язаної із тілом, необхідно послідовно здійснити три повороти: перший - відносно осі Oy' на кут ψ , другий - відносно нового положення осі Ox' (лінія On_1) на кут θ , третій - відносно вертикальної осі контейнера Oz - на кут φ . Ці кути відрізняються від кутів Ейлера тим, що при малих відхиленнях осей

системи координат $O\xi\eta\zeta$ від вихідного положення $Ox'y'z'$ кути $\psi; \theta; \varphi$ залишаються малими, що вигідно відрізняється від кутів Ейлера, коли лише один кут нутації залишається малим, а кути прецесії та власного обертання можуть бути й не малими.



Малюнок 1.2 - Перетворення системи координат та обертовий динамічний гвинт

При обертанні вертикального вала віброзбуджувача із дебалансними вантажами m_B та m_H виникає система двох обертових відцентрових сил:

- при обертанні верхнього дебалансного вантажу:

$$F_B = m_B r_B \omega_B^2; \quad (1.1)$$

- при обертанні нижнього дебалансного вантажу:

$$F_H = m_H r_H \omega_B^2. \quad (1.2)$$

Відносно центра мас контейнера O ці сили утворюють обертові моменти:

- момент збурюючої сили верхнього дебалансного вантажу:

$$L_B = m_B r_B \omega_B^2 h_B; \quad (1.3)$$

- момент збурюючої сили нижнього дебалансного вантажу:

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

Оскільки при обертанні вертикального вала віброзбуджувача із дебалансними вантажами, останні залишаються нерухомими один відносно одного, то і викликані їх обертанням відцентрові сили також взаємно нерухомі.

Як відомо, довільна просторова система сил у загальному випадку зводиться до динамічного гвинта, а, оскільки, вихідна система взаємно нерухомих сил обертається, то вона зводиться до обертового збурюючого динамічного гвинта, в якому рівнодійна збурюючих сил рівна:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_H^2 + 2F_B F_H \cos \alpha}; \quad (1.4)$$

- і результуючий момент збурюючих сил рівний:

$$L = \sqrt{L_B^2 + L_H^2 - 2L_B L_H \cos \alpha}. \quad (1.5)$$

Причому площина дії результуючого моменту збурюючих сил завжди лишається перпендикулярною до рівнодійної збурюючих сил.

При складанні диференційних рівнянь руху контейнера приймаємо такі припущення:

- 1) вплив технологічного завантаження із масою M_3 на рух контейнера враховується через коефіцієнт приєднаної маси $k_M = 0,2-0,8$;
- 2) зусилля, що виникають при деформації пружних елементів (циліндричних пружин), у робочому діапазоні - пропорційні величині деформації;
- 3) зусилля непружного опору пропорційні швидкості переміщення і спрямовані в протилежну до неї сторону.

У цьому випадку рух контейнера можна представити як сукупність двох його рухів: поступального разом із центром мас та обертання відносно центра мас.

Диференційні рівняння поступального руху контейнера разом із центром мас отримаємо на підставі теореми про рух центра мас системи:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{X}_0 + k_X \dot{X}_0 + C_X X_0 &= F \cos \omega_B t; \\ M\ddot{Y}_0 + k_Y \dot{Y}_0 + C_Y Y_0 &= F \sin \omega_B t; \\ M\ddot{Z}_0 + k_Z \dot{Z}_0 + C_Z Z_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

де M - маса коливних частин контейнера зі зведеною масою завантаження,

$$M = M_I + k_M M_3;$$

k^X, k_Y, k_Z - коефіцієнти не-пружного опору руху в напрямках відповідних осей;

C_X, C_Y, C_Z - коефіцієнти жорсткості пружної підвіски контейнера в напрямках відповідних осей.

Диференціальні рівняння обертального руху контейнера навколо центра мас визначимо із динамічних рівнянь Ейлера:

$$\left. \begin{aligned} J_\xi \dot{\omega}_\xi + \omega_\eta \omega_\zeta (J_\zeta - J_\eta) + k_\theta \dot{\theta} + C_\theta \theta &= L \cos \omega_B t; \\ J_\eta \dot{\omega}_\eta + \omega_\zeta \omega_\xi (J_\xi - J_\zeta) + k_\psi \dot{\psi} + C_\psi \psi &= L \sin \omega_B t; \\ J_\zeta \dot{\omega}_\zeta + \omega_\eta \omega_\xi (J_\eta - J_\xi) + k_\varphi \dot{\varphi} + C_\varphi \varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

де J_ξ, J_η, J_ζ - моменти інерції контейнера відносно головних центральних осей інерції ξ, η, ζ ;

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

$k_\theta, k_\psi, k_\varphi$ - коефіцієнти непружного опору у відповідних напрямках;

$C_\theta, C_\psi, C_\varphi$ - коефіцієнти жорсткості пружної підвіски контейнера в напрямках відповідних переміщень.

Розв'язуючи системи рівнянь (1.7) та (1.8), отримаємо рівняння, що описують рух центра мас контейнера:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= A_0 \cos(\omega_B t + \varphi_F); \\ Y_0 &= A_0 \sin(\omega_B t + \varphi_F); \\ Z_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

де φ_F - початкова фаза горизонтальних коливань.

Та систему рівнянь, що описує обертання контейнера відносно центральної горизонтальної осі у вертикальній площині:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_B t + \varphi_L); \\ \psi &= B_0 \sin(\omega_B t + \varphi_L); \\ \varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

де φ_L - початкова фаза вертикальних коливань.

Оскільки горизонтальні коливання центра мас контейнера викликані обертовою рівнодійною збуджуючих сил F , а вертикальні коливання контейнера навколо центра мас - обертовим результуючим моментом збуджуючих сил L , площина дії якого перпендикулярна до рівнодійної F , то зсув фаз між вертикальними та горизонтальними коливаннями буде дорівнювати:

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

Враховуючи, що тороподібні контейнери симетричні відносно вертикальної осі і $C_X = C_Y$; $C_\theta = C_\psi$; $J_\xi = J_\eta$, у системах рівнянь (1.8) та (1.9) прийнято позначення:

- для горизонтальної складової амплітуди коливань:

$$A_0 = \frac{F}{M \sqrt{\left(\frac{C_X}{M} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_X^2}{M^2} \omega_B^2}}; \quad (1.10)$$

- для амплітуди кута повороту контейнера відносно центральної горизонтальної осі:

$$B_0 = \frac{L}{J_\xi \sqrt{\left(\frac{C_\theta}{J_\xi} - \omega_B\right)^2 + \frac{k_\theta^2}{J_\xi^2} \omega_B^2}}. \quad (1.11)$$

Оскільки вібраційні машини із тороподібними контейнерами працюють у далеко за-резонансному режимі, а отже можна прийняти, що $k_X = 0$; $k_Y = 0$; $k_Z = 0$; $k_\theta = 0$; $k_\psi = 0$; $k_\phi = 0$, то рівняння (1.10) та (1.12) набудуть вигляду:

$$A'_0 = F / (C_X - M\omega_B^2); \quad (1.12)$$

$$B'_0 = L / (C_\theta - J_\xi \omega_B^2). \quad (1.13)$$

1.3 Визначення траєкторії руху довільної точки контейнера

Система рівнянь (9) описує поступальний рух центра мас контейнера, оскільки $Z_0 = 0$, то точка O (див. мал. 1) рухається в площині Oxy по колу радіусом A_0 , що дорівнює:

$$A_0 = F / (C_X - M\omega_B^2) = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2}. \quad (1.14)$$

Внаслідок того, що $\varphi = 0$, всі точки центральної площини контейнера $O\xi\eta$, що проходить через центр мас контейнера й перпендикулярна до осі приводного дебалансного вала, рухаються по траєкторіях, проєкції яких на горизонтальну площину являють собою коло із радіусом A_0 .

При кутових переміщеннях контейнера всі точки центральної площини будуть здійснювати коливання із вертикальними складовими амплітуд B_{1i} , що пропорційні їх відстані від центра мас контейнера:

$$B_{1i} = r_i \sin B_0, \quad (1.15)$$

де r_i - відстань від точки до центра мас контейнера.

Точки контейнера, що не лежать на його центральній площині, здійснюють коливання із вертикальними складовими амплітуд B_{2i} , що дорівнюють:

$$B_{2i} = r_i (\sin(\delta_i - B_0) - \sin \delta_i), \quad (1.16)$$

де δ - кут між радіусом-вектором розглядуваної точки та центральною площиною контейнера.

Для центральної площини, при $\delta_i = 0$, вираз (1.16) перетворюється у (1.15). Із рівняння (1.16) видно, що вертикальні складові амплітуд коливань точок контейнера залежать також від їх відстані від центральних площин (або кута δ).

Щоб отримати рівняння проєкцій траєкторій руху точок контейнера, що не лежать на його центральній площині $O\xi\eta$, на горизонтальну площину Oxy , розглянемо рух осі приводного дебалансного вала. Оскільки кут зсуву фаз між горизонтальними й вертикальними складовими коливань $\gamma = 90^\circ$, то вісь приводного дебалансного вала під час роботи вібраційної машини буде рухатись по поверхні однополосного гіперболоїда.

У деяких випадках, (коли $m_B = m_H$, $r_B = r_H$, у $h_B = h_H$) при $\alpha = 180^\circ$ вісь приводного дебалансного вала утворює під час руху поверхню, що відповідає поверхні круглого конуса із вершиною, яка розміщена у центрі мас контейнера, який за таких умов залишається нерухомим. При тих же умовах і $\alpha = 0^\circ$, вісь

приводного дебалансного вала рухається по поверхні вертикального циліндра із радіусом рівним A_0 .

Точки контейнера, що не лежать на його центральній площині, здійснюють коливання по траєкторіях, які проєктуються на горизонтальну площину Oxy у вигляді кіл із радіусом (горизонтальною складовою амплітуд коливань):

$$A_{2i} = \sqrt{r_i^2 (\cos \delta_i - \cos(\delta_i + B_0))^2 + A_0^2}. \quad (1.17)$$

Довільна точка контейнера при роботі вібростанини описує просторову замкнену криву – еліпс. Кут нахилу площини траєкторії коливання довільної точки контейнера до горизонтальної площини ε_i дорівнює:

$$\varepsilon_i = \arctg(B_{2i} / A_{2i}). \quad (1.18)$$

Повна амплітуда коливань A_{ki} дорівнює:

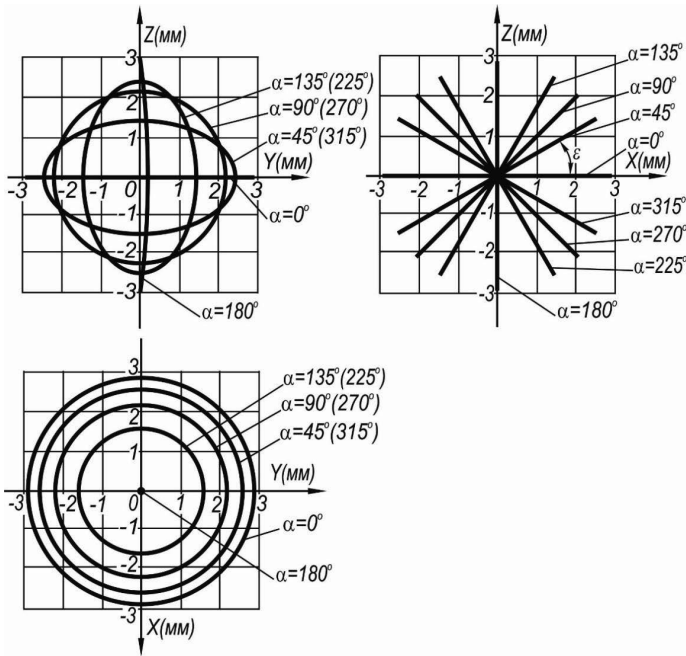
$$A_{ki} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2}. \quad (1.19)$$

За вищевказаних умов та при $\alpha = 180^\circ$ із формули (1.6) отримаємо $L = 0$, тоді із формули (1.13) маємо $B_0 = 0$, тоді із (1.16) для усіх точок контейнера вертикальна складова амплітуди коливань буде дорівнювати $B_{2i} = 0$. Отже, всі точки контейнера коливаються по однаковій траєкторії – колу із радіусом A_0 , отже, контейнер здійснює поступальні коливання по колу.

На мал. 1.3 представлені проєкції на координатні площини траєкторії руху довільної точки контейнера для різних значень кута розвороту дебалансних вантажів α . Розрахункові дані вібраційної машини наступні: $M_I = 120$ кг; $M_3 = 110$ кг; $m_B = m_H = 2,2$ кг; $r_B = r_H = 0,06$ м; $\omega_B = 146,6$ с⁻¹; $J_\xi = J_\eta = 12,25$ кг.м²; $C_X = C_Y = 4671$ кН/м; $C_\psi = C_\theta = 306,4$ Н.м/рад; $h_B = h_H = 0,2$ м; $r_i = 0,43$ м. Коефіцієнт приєднаної маси дорівнює $k_M = 0,5$.

На горизонтальну площину Oxy проєкції 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 контейнера, наприклад, Oyz - проєкції траєкторії руху представлятимуть собою еліпси, що

перетворюються в 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. Як видно із мал. 3, кут розвороту дебалансних вантажів - α істотно впливає на величину кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини ε , який при зміні α від 0° до 360° змінюється від 0° до 180° .

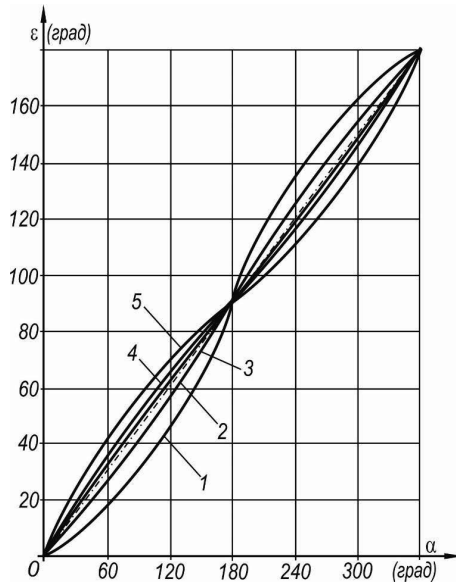


Малюнок 1.3 – Проекції на координатні площини траєкторії руху довільної точки тороподібного контейнера, α - кут розвороту дебалансних вантажів

Кут нахилу площини коливань точок контейнера істотно впливає на швидкість переміщення по ньому сипучого середовища (на швидкість циркуляційного руху робочого середовища).

Теоретична залежність кута нахилу площини коливань точок контейнера - ε до напрямку горизонтальної осі від кута розвороту дебалансних вантажів - α ,

для вібраційної машини із вищевказаними конструктивними параметрами зображена на мал. 1.4.

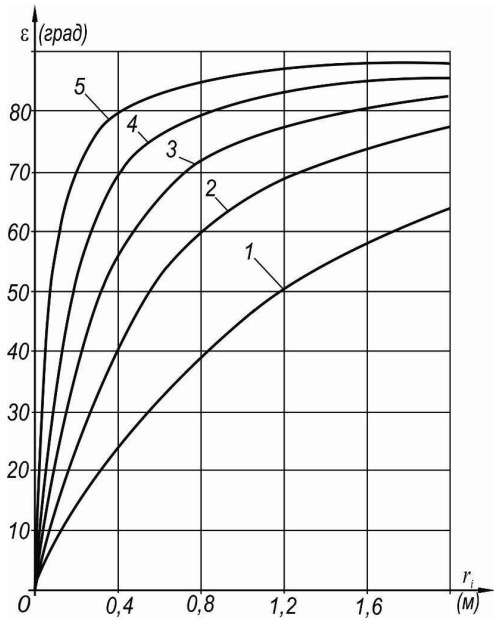


Малюнок 1.4 - Залежність кута нахилу площини коливань точок тороподібного контейнера – ε до напрямку горизонтальної осі від кута розвороту дебалансних вантажів – α , при різних відстанях цих точок від центра мас контейнера – r_i : 1) – $r_1 = 0,16$ м; 2) – $r_2 = 0,24$ м 3) – $r_3 = 0,285$ м
4) – $r_4 = 0,33$ м 5) – $r_5 = 0,41$ м

На форму кривої залежності істотно впливає відстань точок від центра мас контейнера - r_i . На мал. 1.4. приведені теоретичні залежності $\varepsilon = f(\alpha)$ для п'яти характерних радіусів перетину тороподібного контейнера: $r_1 = 0,16$ м - радіус внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда; $r_3 = 0,285$ м - середній радіус тороїда (радіус кільцевої осі); $r_5 = 0,41$ м - радіус зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда; $r_2 = 0,24$ м і $r_4 = 0,33$ м - радіуси двох циліндричних поверхонь, які поділяють відстань між внутрішнім та зовнішнім циліндрами робочої поверхні тороїда на три рівні частини.

Як видно із мал. 1.4, при одному й тому ж куті розвороту дебалансних вантажів - α різні точки тороподібного контейнера здійснюють коливання в площинах, що мають різні кути нахилу площини коливань до напрямку горизонтальної осі ε .

На мал. 1.5 зображена теоретична залежність кута нахилу площини коливань точок контейнера - ε від відстані цих точок від центра мас контейнера - r_i , при різних значеннях кута розвороту дебалансних вантажів - α .



Малюнок 1.5 - Залежність кута нахилу площини коливань точок тороподібного контейнера - ε до напрямку горизонтальної осі від відстані цих точок від центра мас контейнера - r_i , при різних кутах розвороту дебалансних вантажів - α : 1) $\alpha = 30^\circ$; 2) $\alpha = 60^\circ$; 3) $\alpha = 90^\circ$; 4) $\alpha = 120^\circ$; 5) $\alpha = 150^\circ$

Як видно із мал. 1.5 - найбільший кут нахилу площини коливань - ε мають периферійні точки контейнера, а в міру наближення до його центра мас, точки контейнера коливаються в площинах зі ще меншим кутом нахилу ε . Центр мас

контейнера здійснює кругові коливання у горизонтальній площині, для якої $\varepsilon = 0$.

Висновки:

1. Розроблені уточнені динамічна й математична моделі вібраційної машини з тороподібним контейнером обладнаним електромеханічним приводом з відцентровим вібробудником, у яких система обертових інерційних сил, що виникають при обертанні вертикального вала з нерівноваженими масами, представлена у вигляді обертового динамічного гвинта, що дозволяє уточнити кут зсуву фаз між вертикальними та горизонтальними коливаннями контейнера. Проведено теоретичні дослідження впливу конструктивних параметрів електромеханічного привода з відцентровим вібробудником тороподібного контейнера на робочі кінематичні параметри його коливного руху.

2. Отримано узагальнені аналітичні залежності для визначення траєкторії, амплітуди та частоти коливань точок тороподібного контейнера, які придатні для практичних розрахунків. Встановлено, що точки контейнера коливаються по еліпсоїдних траєкторіях, що мають різні величини напівосей і різні кути нахилу площини коливання до горизонтальної площини, що залежать від відстані цих точок від центру мас і центральної площини контейнера.

РОЗДІЛ 2. МЕХАНІЗМ ВИНИКНЕННЯ ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РУХУ СИПУЧОГО СЕРЕДОВИЩА В ТОРОПОДІБНОМУ КОНТЕЙНЕРІ

2.1. Особливості циркуляційних рухів сипких середовищ у вібраційних машинах

Вібраційне переміщення або виникнення спрямованого в середньому руху тіл, за рахунок ненаправлених у середньому коливних впливів, є основою багатьох технологічних процесів: від вібраційного транспортування окремих тіл та сипких матеріалів до оздоблювально-зачисної обробки деталей у машинобудуванні.

Транспортуючий або циркуляційний рух шару сипкого середовища (технологічного завантаження) на вібруючому вантажонесучому органі або контейнері може виникнути при здійсненні ним вібраційного або хвильового руху. В обох випадках виникнення вібраційного руху шару сипучого середовища пов'язане з асиметрією сил тертя його частинок по поверхні вантажонесучого органа або асиметрією сил інерції, що виникають при його коливаннях. При цьому точки поверхні вантажонесучого органа коливаються відносно деякого центру без їхнього спрямованого переміщення в цілому за період одного коливання.

Інтенсивність та траєкторії руху частинок сипучого середовища значною мірою залежать від форми та розмірів вантажонесучого органа або контейнера, а також від траєкторії, частоти та амплітуди коливань останнього.

Для вібраційного руху жорсткого вантажонесучого органа характерні поступальні коливання, в яких всі точки його поверхні мають однакову форму траєкторій коливань та однакову фазу.

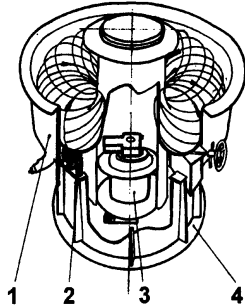
Хвильовий рух характерний для вантажонесучих органів, що під час роботи деформуються і в них збуджуються повздовжні та поперечні хвилі, при цьому кожна точка їхньої поверхні переміщається відносно сусідньої з деяким зсувом по фазі.

Вібраційний рух вантажонесучого органа або робочого контейнера характерний для вібрлотків, віброжолобів, вібробункерів та вібраційних машин з U-подібним робочим контейнером. Так у вібраційних машинах з U-подібним контейнером технологічне завантаження здійснює циркуляційний круговий рух у площині обертання незбалансованих вантажів інерційного вібратора (зазвичай у вертикальній) у напрямку, зворотному до напрямку обертання вала вібратора. Механізм виникнення циркуляційного руху в U-подібних контейнерах цілком достатньо описаний у роботах [13, 62], де доведено визначальний вплив цього руху на продуктивність та якість обробки деталей у машинобудуванні, особливо на оздоблювально-зачисних операціях.

Розроблено також ряд вібраційних машин з U-подібними робочими контейнерами, що здійснюють коливні рухи, при яких точки їхньої поверхні рухаються одна щодо іншої зі зсувом по фазі, тобто здійснюють хвильовий рух [1-5, 13].

Принципова схема вібраційної машини із тороподібним контейнером та вертикальним приводним дебалансним валом наведена на мал. 1.6. Вібраційна машина складається із тороподібного контейнера 1, який зсередини покритий зносостійким покриттям та встановлений на пружних елементах 2. Останні розміщені рівномірно по колу на рамі 4. Для збудження коливних рухів контейнера 1 використовується електромеханічний вібропривод 3 із вертикальним дебалансним валом.

У вібраційних машинах з тороподібним контейнером, що здійснює складні вищевказані просторові коливання, робоче середовище рухається спіралеподібною траєкторією: вздовж кільцевої осі тороїда й навколо неї (див. мал. 6). Циркуляційний рух у тороподібних контейнерах має велику інтенсивність, а його енергію зручніше утилізувати й перетворити для приводу допоміжного руху оброблюваних деталей [62, 63, 65]. При цьому механізм циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах залишається маловивченим.



Малюнок 1.6 - Принципова схема вібраційної машини із тороподібним контейнером (стрілками вказано напрям циркуляційного руху робочого середовища): 1 – тороподібний контейнер; 2 – пружні елементи; 3 – відцентровий вібробуджувач; 4 - рама

Не досліджено вплив конструктивних параметрів електромеханічного привода із приводним вертикальним дебалансним валом та кінематики руху тороподібного контейнера на напрям та швидкість циркуляційного руху його сипучого технологічного завантаження. Не досліджено також розподіл динамічного напору, який створює циркуляційний рух цього завантаження по перетину тороподібного контейнера та його залежність від кінематики руху останнього.

2.2 Теоретичні дослідження механізму виникнення циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах

Циркуляційний рух сипучого технологічного завантаження в тороподібних контейнерах зручно розділити на транспортувальний рух завантаження вздовж кільцевої осі тороїда та перемішувальний - рух завантаження перпендикулярно до цієї осі (див. мал. 1.6) і окремо розглянути механізми їх виникнення, для чого необхідно розглянути рух точок поверхні контейнера в цих напрямках.

Обертвий результуючий момент збурюючих сил L динамічного гвинта викликає переміщення точок поверхні контейнера навколо його центра мас у

вертикальному напрямку по сферичній поверхні, причому із усіх точок поверхні контейнера, що знаходяться на однаковій відстані від його центра мас, найбільше кутове відхилення від горизонтальної площини матимуть точки, які лежать у даний момент часу в площині дії результуючого моменту збурюючого динамічного гвинта.

Обертання результуючого моменту динамічного гвинта й відповідно площини його дії навколо вертикальної осі контейнера призводить до обертання максимумів кутових переміщень навколо цієї ж осі, причому сам контейнер навколо цієї осі не обертається, звідки слідує, що точки поверхні тороподібного контейнера здійснюють кутові коливання навколо його центра мас у вертикальному напрямку із деяким зсувом по фазі одна відносно іншої, що залежить від взаємного кутового положення проєкцій цих точок на горизонтальну площину.

Виходячи із вищевказаного характеру руху точок поверхні контейнера, можна зробити висновок про квазіхвильовий рух контейнера, оскільки, хоча контейнер і є жорстким недеформованим за даних умов роботи тілом, рух точок його поверхні у вертикальному напрямку можна описати рівнянням поперечної біжучої квазіхвилі, яка розповсюджується вздовж кільцевої осі тороїда. Причому хвильовий фронт являє собою площину, що проходить через вертикальну вісь контейнера, а довжина квазіхвилі залежить від відстані від центра мас контейнера і дорівнює довжині кола із радіусом, що дорівнює цій відстані, отже, у довільне коло, що утворює поверхню тороподібного контейнера, завжди вкладається довжина рівно однієї квазіхвилі.

Для опису квазіхвильового руху точок поверхні тороподібного контейнера зручно використати сферичну систему координат, зв'язану із нерухомою системою координат $Oxuz$ (див. мал. 1.1):

$$\theta = B_0 \cos(\omega_B t - k\varphi), \quad (2.20)$$

де k - хвильове число.

Дане рівняння при підстановці конкретного значення φ описує рух (кутове переміщення) усіх точок поверхні контейнера, що знаходяться на вертикальній

площині, яка проходить через вертикальну вісь контейнера й утворює із полярною віссю кут φ . При цьому отримуємо систему рівнянь, аналогічну рівнянням (1.9). Для переходу до прямокутної системи координат *Охуз* необхідно також врахувати радіус конкретної точки поверхні (її відстань r_i від початку координат).

Як зазначалося вище, уздовж кільцевої осі тороподібного контейнера рух точок його поверхні має характер поперечної біжучої квазіхвилі, на який накладаються кругові поступальні коливання контейнера в горизонтальному напрямку. Останній із зазначених рухів точок контейнера проектується на напрямок довільної дотичної до кільцевої осі тороїда (з нескінченного числа нескінченно малих відрізків, з яких і складається ця кільцева вісь) як гармонійні коливання. Але ці коливання різні точки поверхні контейнера здійснюють з різними фазами, що залежать від кутової координати φ цих точок. Так, якщо в певний момент часу швидкість поступального руху контейнера (див. мал. 2.7) має напрямок вектора v_k , то на напрямок дотичної до кільцевої осі контейнера в точці *A*, вона проектується у величину, що дорівнює:

$$V_A = V_k \cos\varphi_1, \quad (2.21),$$

де φ_1 - кутова координата точки *A*.

Проекція цієї швидкості на напрямок дотичної в точці *B* дорівнює:

$$V_B = V_k \cos\varphi_2 = V_k \cos(\varphi_1 + \varphi'), \quad (2.22)$$

де φ_2 - кутова координата точки *B*;

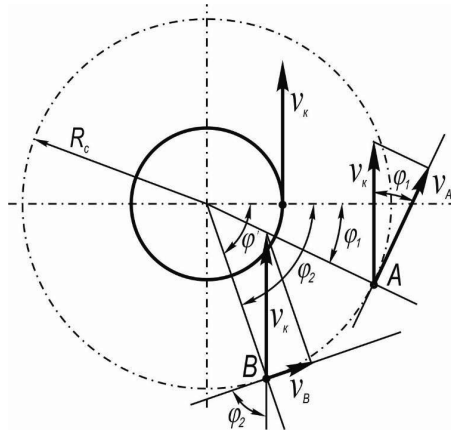
φ' - різниця кутових координат точок *A* і *B*.

Аналогічною буде й картина проєкцій горизонтальних переміщень контейнера на дотичні до кільцевої осі тороїда. Звідси випливає, що проєкцію кругових поступальних коливань контейнера в горизонтальній площині на його кільцеву вісь (нескінченну безліч дотичних до неї) можна розглядати як поширення уздовж цієї осі подовжньої біжучої квазіхвилі. У полярній нерухомій системі координат рівняння руху цієї квазіхвилі має вигляд:

$$\varphi = \varphi_0 \cos(\omega_B t - k\varphi), \quad (2.23)$$

де φ_0 - амплітуда кутових коливань точок контейнера в горизонтальній площині відносно полюса нерухомої системи координат, що дорівнює:

$$\varphi_0 = \text{arcctg}(A_0/r_i).$$



Малюнок 2.7 - План швидкостей точок поверхні тороподібного контейнера в горизонтальній площині

Причому, як і для поперечної біжучої квазіхвилі, хвильовий фронт подовжньої біжучої квазіхвилі, являє собою площину, що проходить через вертикальну вісь контейнера, а довжина квазіхвилі залежить від відстані точки поверхні контейнера від його центра мас і дорівнює довжині кола із радіусом рівним цій відстані, тобто в будь-яке коло, що утворює поверхню тороподібного контейнера завжди укладається довжина рівно однієї квазіхвилі, звідки випливає, що хвильове число k для обох квазіхвилей буде дорівнювати:

$$k = \omega/v_\phi,$$

де v_ϕ - фазова швидкість квазіхвилі, що дорівнює:

$$v_\phi = \lambda\omega/2\pi,$$

де λ - довжина квазіхвилі.

Оскільки, в коло тороподібного контейнера вкладається рівно довжина однієї квазіхвилі λ , то в кутовому вираженні довжина квазіхвилі буде рівною $\lambda = 2\pi$, звідки:

$$v_\phi = 2\pi\omega/2\pi = \omega.$$

Тоді хвильове число буде дорівнювати:

$$k = \omega/\omega = 1.$$

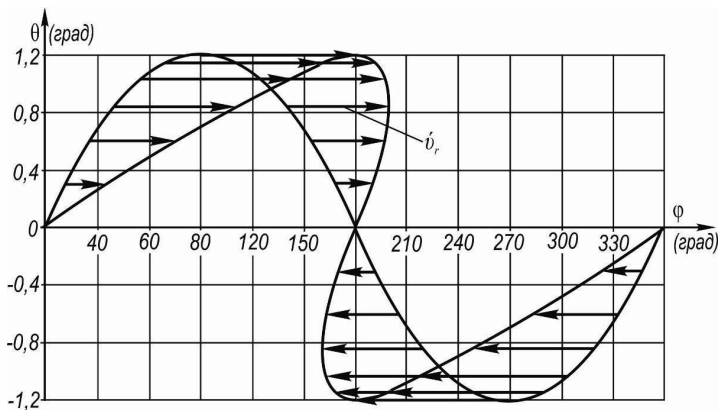
Підсумовуючи вище викладене, можна зробити висновок, що рух точок поверхні тороподібного контейнера в напрямку транспортуючого руху технологічного завантаження носить характер квазіхвилі, що складається із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль. Причому, повздовжня квазіхвиля утворюється під впливом обертової рівнодійної збурюючого динамічного гвинта, а поперечна біжуча квазіхвиля - під впливом обертового результуючого моменту цього гвинта, площина дії якого перпендикулярна рівнодійній, то переміщення, викликані рівнодійною, зсунуті по фазі відносно переміщень, що викликані результуючим моментом, на кут $\gamma = 90^\circ$.

Звідки, система рівнянь, що описує квазіхвильовий рух точок поверхні тороподібного контейнера в напрямку транспортуючого руху технологічного завантаження має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_B t - \varphi); \\ \varphi &= \varphi_0 \cos(\omega_B t - \varphi - \gamma). \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

На мал. 2.8 зображена проекція схеми руху точок поверхні тороподібного контейнера, що лежать на деякому колі, яке вписане в цю поверхню, на вертикальну циліндричну поверхню, що проходить через це коло. Стрілками показані проекції швидкості переміщення в горизонтальному напрямку v'_z , а також кутове переміщення точок у вертикальному напрямку θ залежно від їхньої кутової координати φ у горизонтальній площині. З малюнка видно, що точки поверхні контейнера, що здійснюють рух, характерний для поперечної біжучої квазіхвилі, на різних ділянках цієї квазіхвилі рухаються з різними змінними за величиною і напрямком швидкостями в горизонтальному напрямку. При цьому,

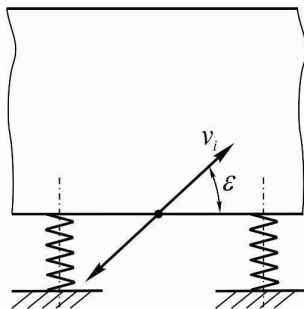
у верхній частині поперечної квазіхвилі (на якій сипуче середовище створює найбільший тиск на поверхню контейнера, а, отже, сили тертя робочих тіл сипучого середовища об поверхню контейнера мають найбільше значення) швидкість повздовжніх коливань спрямована в напрямку поширення поперечної квазіхвилі, причому максимального значення швидкість повздовжніх коливань досягає на гребні поперечної хвилі, а в нижній частині поперечної хвилі (на якій середовище чи рухається з відривом від поверхні контейнера чи створює мінімальний тиск на неї) швидкість повздовжніх коливань спрямована в протилежну сторону, тобто створюються умови для виникнення транспортуючого руху технологічного завантаження тороподібних контейнерів у напрямку поширення квазіхвилі (в напрямку обертання приводного дебалансного вала), аналогічні умовам виникнення транспортуючого руху шару сипучого середовища на хвильових конвеєрах.



Малюнок 2.8 - Проекція схеми руху точок поверхні тороподібного контейнера, що лежать на деякому колі, на вертикальну циліндричну поверхню, яка проходить через це коло: θ - кутове переміщення у вертикальному напрямку; ϕ - кутова координата точки поверхні; \dot{v}_r – проекція швидкості руху точки поверхні контейнера в горизонтальному напрямку

Зі сказаного випливає, що транспортуючий рух технологічного завантаження тороподібних контейнерів виникає в результаті квазіхвильового руху точок його поверхні.

Якщо розбити тороподібний контейнер вертикальними площинами, які проходять через його вертикальну вісь, на нескінченну безліч нескінченно малих елементарних кільцевих секторів і замінити їх прямолінійними ділянками U-подібних контейнерів, то ці елементарні сектори-ділянки будуть здійснювати коливання у вертикальному напрямку під кутом ε до напрямку горизонтальної осі (див. мал. 2.9), на відміну від коливань U-подібних контейнерів, що, як правило, здійснюють коливання в чітко вертикальному напрямку.

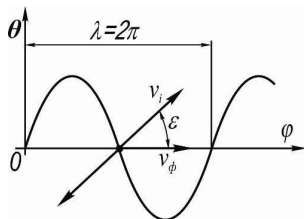


Малюнок 2.9 - Напрямок коливань елементарних кільцевих секторів тороподібного контейнера

Однак окремі елементарні сектори-ділянки, внаслідок обертання збурюючого динамічного гвинта, здійснюватимуть ці коливання зі зсувом фаз, що залежать від кутової координати φ цього сектора, тобто, такий рух окремих елементарних кругових секторів можна представити, як поширення уздовж кільцевої осі тороїда біжучої квазіхвилі, в якій напрямок швидкості руху окремих точок поверхні контейнера v_i , утворює з напрямком поширення квазіхвилі (напрямок фазової швидкості v_φ) кут ε (див. мал. 2.10). Для випадку зображеного на мал. 2.8 кут ε знаходиться в межах від 0° до 90° .

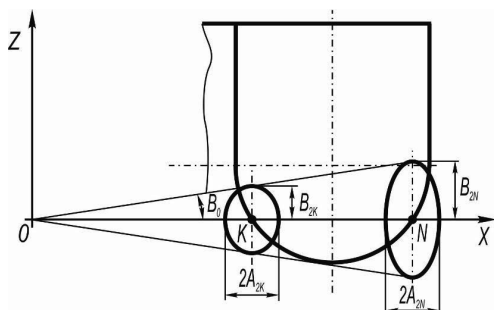
Інший характер руху мають точки поверхні тороподібного контейнера в напрямку перемішувального руху технологічного завантаження, тобто в

площині, що проходить через вертикальну вісь контейнера. Рух точок поверхні контейнера у вертикальному напрямку, як зазначалося вище, являє собою вертикальні кутові коливання навколо центра мас контейнера, причому всі точки поверхні контейнера, що лежать у площині, яка проходить через його вертикальну вісь, мають однакову фазу, але різну амплітуду вертикальних складових коливань B_{2i} , пропорційну їх відстані від центра мас контейнера.



Малюнок 2.10 - *Схема руху точок поверхні тороподібного контейнера в напрямку транспортувального руху робочого середовища*

Як видно з мал. 2.11, при одній і тій же амплітуді кута повороту контейнера B_0 відносно його центральної горизонтальної осі, точка K , що знаходиться ближче до центра мас контейнера (який у тороподібних контейнерів приблизно збігається з центром хитань) має меншу амплітуду вертикальних коливань B_{2K} , ніж точка N , що знаходиться далі від центра мас контейнера.



Малюнок 2.11 - *Схема руху точок поверхні тороподібного контейнера в напрямку перемішувального руху робочого середовища*

Ці коливання збуджуються результуючим моментом L збуджуючого обертового динамічного гвинта, що, як зазначалося вище, відстає (чи випереджає) в обертанні від рівнодійної F на кут $\gamma = 90^\circ$, звідки рівняння руху вище зазначених точок поверхні контейнера у вертикальному напрямку має вигляд:

$$Z = B_{2i} \cos \omega_B t. \quad (2.25)$$

Кругові горизонтальні поступальні коливання точок поверхні контейнера, що лежать в одній вертикальній площині, яка проходить через вертикальну вісь контейнера, збуджуються рівнодійною обертового динамічного гвинта, проєктуються на площину перемішувального руху, як лінійні поступальні коливання й описуються рівнянням:

$$X = A_0 \cos(\omega_B t - \gamma) = A_0 \cos(\omega_B t - \pi/2) = A_0 \sin \omega_B t. \quad (2.26)$$

Звідси, система рівнянь, що описує рух точок поверхні контейнера в напрямку перемішувального руху технологічного завантаження, має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} Z &= B_{2i} \cos \omega_B t; \\ X &= A_0 \sin \omega_B t. \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

З цього випливає, що точки поверхні тороподібного контейнера в напрямку перемішувального руху технологічного завантаження здійснюють коливання, які мають однакову форму траєкторій і фазу коливань, тобто здійснюють вібраційний рух, при цьому точки поверхні контейнера, що знаходяться на більшій відстані від його центра мас мають більшу амплітуду вертикальних коливань (див. мал. 2.11).

Перевірку вище наведених систем рівнянь (2.24) і (2.27) можна здійснити, досліджуючи циркуляційний рух технологічного завантаження тороподібного контейнера, при зміні напрямку обертання приводного електродвигуна й при зміні кута зсуву фаз - γ між горизонтальними й вертикальними переміщеннями.

При зміні напрямку обертання приводного електродвигуна змінюється також напрямок поширення квазіхвилі й кут зсуву фаз між горизонтальними й вертикальними коливаннями на протилежні, тобто в системах рівнянь (2.24) і

(2.27) перед ω_B , φ та γ необхідно знаки змінити на протилежні. Тоді для системи (2.24), що описує рух точок поверхні контейнера в напрямку транспортуючого руху технологічного завантаження тороподібних контейнерів отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(-\omega_B t + \varphi) = B_0 \cos(-(\omega_B t - \varphi)) = B_0 \cos(\omega_B t - \varphi); \\ \varphi &= \varphi_0 \cos(-\omega_B t + \varphi + \gamma) = \varphi_0 \cos(-(\omega_B t - \varphi - \gamma)) = \varphi_0 \cos(\omega_B t - \varphi - \gamma). \end{aligned} \right\} (2.28)$$

З цього випливає, що схема рухів точок поверхні контейнера буде аналогічною до зображеної на мал. 2.8, тобто при зміні напрямку обертання приводного електродвигуна, напрямком транспортуючого руху технологічного завантаження не змінюється.

За цих же умов, для системи рівнянь (2.27), що описує рух точок поверхні тороподібного контейнера в напрямку перемішувального руху технологічного завантаження, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} Z &= B_{2i} \cos(-\omega_B t) = B_{2i} \cos \omega_B t; \\ X &= A_0 \sin(-\omega_B t) = -A_0 \sin \omega_B t. \end{aligned} \right\} (2.29)$$

Як видно, отримана система рівнянь аналогічна вихідній системі (2.27), але перед правою частиною другого рівняння з'явився знак "-" мінус, який вказує на те, що, якщо раніше вертикальна складова цих рухів відставала від горизонтальної складової на кут $\gamma = 90^\circ$, то тепер вертикальна складова буде випереджати горизонтальну (чи навпаки) на той же кут $\gamma = 90^\circ$, тобто, якщо раніше точка поверхні контейнера рухалася по еліпсоїду в одному напрямку, то після зміни напрямку обертання приводного електродвигуна на протилежний, ця ж точка поверхні буде рухатися по такому ж еліпсоїду, тільки в протилежному напрямку, аналогічно, як і при зміні напрямку обертання приводного електродвигуна U-подібної вібраційної машини. В цьому випадку напрямком перемішувального руху технологічного завантаження, тороподібних контейнерів повинен змінитися на протилежний.

Як зазначалося вище, кут зсуву фаз γ між горизонтальними й вертикальними коливаннями точок поверхні контейнера викликаний тим, що площина дії результуючого моменту L обертового динамічного гвинта

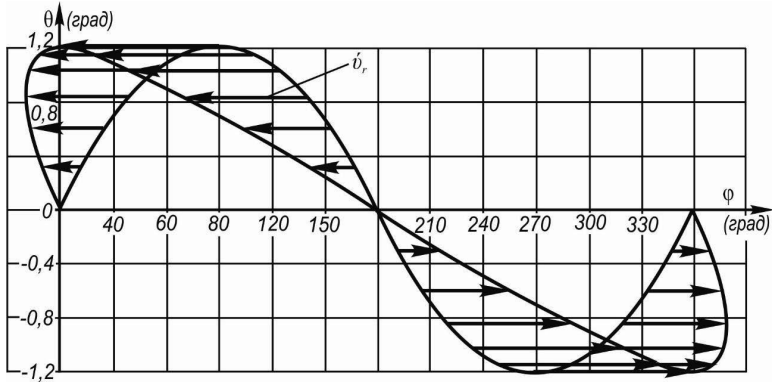
перпендикулярна до рівнодійної F , однак динамічний гвинт може мати праве чи ліве власне обертання (напрямок обертання тіла під дією результуючого моменту L , якщо дивитися з кінця вектору рівнодійної F). Так, наприклад, якщо динамічний гвинт має праве власне обертання, то $\gamma = + 90^\circ$, а при динамічному гвинті лівого власного обертання $\gamma = - 90^\circ$. Напрямок власного обертання динамічного гвинта, що виникає при обертанні вертикального вала з дебалансними вантажами, залежить від того, який із дебалансних вантажів при обертанні вала випереджає інший дебалансний вантаж. Так, якщо при обертанні приводного вала в одному з напрямків, нижній дебалансний вантаж випереджає верхній на деякий кут α і при цьому виникає обертовий динамічний гвинт правого власного обертання, то для того, щоб отримати обертовий динамічний гвинт лівого власного обертання з такими ж F і L досить розмістити дебалансні вантажі на вертикальному вала таким чином, щоб нижній дебалансний вантаж відставав в обертанні від верхнього на такий же кут α .

При зміні кута зсуву фаз γ між горизонтальними й вертикальними коливаннями точок поверхні контейнера на протилежний у системах рівнянь (2.24) і (2.27) зміниться знак на протилежний тільки перед γ . Тоді для системи (2.24) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= B_0 \cos(\omega_B t - \varphi); \\ \varphi &= \varphi_0 \cos(\omega_B t - \varphi + \gamma). \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

На мал. 2.12 зображена відповідна даному випадку проекція схеми руху точок поверхні тороподібного контейнера, що лежать на деякому колі, яке вписане в цю поверхню, на вертикальну циліндричну поверхню, що проходить через це коло. З малюнка видно, що точки поверхні контейнера, які здійснюють рух, характерний для поперечної біжучої квазіхвилі, на різних ділянках цієї хвилі рухаються з різними змінними за величиною і напрямком швидкостями в горизонтальному напрямку, причому на ділянках квазіхвилі, на яких сипуче середовище створює найбільший тиск на поверхню контейнера, а, відповідно, сили тертя робочих тіл сипучого середовища об поверхню контейнера мають найбільше значення, швидкість повздовжніх коливань спрямована протилежно

напрямку поширення поперечної квазіхвилі (напрямку обертання приводного дебалансного вала). В цьому випадку точки поверхні контейнера будуть здійснювати коливання у вертикальному напрямку під кутом ε (див. мал. 2.9, 2.10) до напрямку горизонтальної осі, що знаходиться в межах від 90° до 180° .



Малюнок 2.12 - Проекція схеми руху точок поверхні тороподібного контейнера, що лежать на деякому колі, на вертикальну циліндричну поверхню, яка проходить через це коло, при зміні кута розвороту дебалансних вантажів на протилежний: θ - кутове переміщення у вертикальному напрямку; φ - кутова координата точки поверхні; \dot{v}_r – проекція швидкості руху точки поверхні контейнера в горизонтальному напрямі

З цього випливає, що при зміні кута зсуву фаз γ між горизонтальними й вертикальними коливаннями на протилежний, (способом описаним вище) повинен змінитися на протилежний і напрямок транспортуючого руху технологічного завантаження.

За цих же умов, для системи рівнянь (2.26) і (2.27) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} Z &= B_{21} \cos \omega_B t; \\ X &= A_0 \cos(\omega_B t + \gamma) = A_0 \cos(\omega_B t + \pi/2) = -A_0 \sin \omega_B t. \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

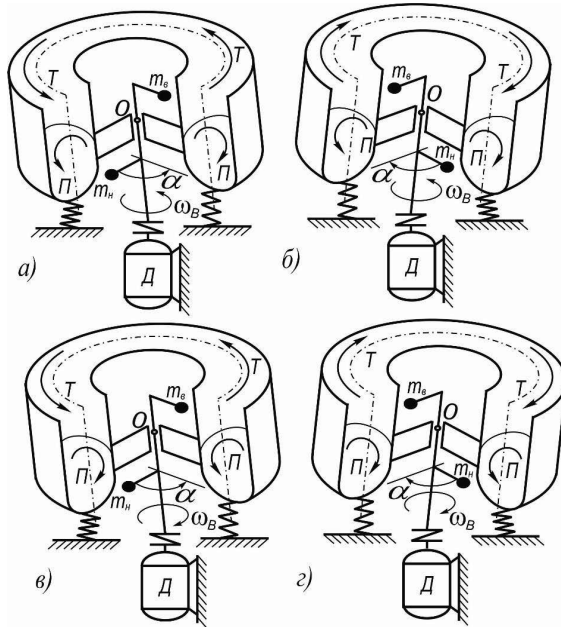
Як видно, отримана система рівнянь тотожна системі рівнянь (2.29), тобто при вище зазначених умовах напрямок перемішувального руху технологічного завантаження в тороподібних контейнерах повинен змінитися на протилежний.

Таким чином, зміною кута розвороту дебалансних вантажів і (чи) напрямку обертання приводного електродвигуна, можна керувати циркуляційним рухом технологічного завантаження тороподібних контейнерів, задаючи йому необхідний напрямок і швидкість. Як видно з вищенаведених залежностей, істотний вплив на швидкість та інтенсивність циркуляційного руху технологічного завантаження роблять також розміри, форма й маса тороподібного контейнера, маса, ексцентриситет і місце розташування на приводному валу дебалансних вантажів, а також жорсткість пружних елементів, на яких встановлюється контейнер.

Для визначення напрямку циркуляційного руху технологічного завантаження тороподібних контейнерів необхідно дотримуватись таких правил:

1. Транспортувальний рух технологічного завантаження тороподібних контейнерів не залежить від напрямку обертання приводного електродвигуна й завжди здійснюється в напрямку відліку кута розвороту дебалансних вантажів α від нижнього дебалансного вантажу до верхнього за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$ (див. мал.. 13);

2. Перемішувальний рух технологічного завантаження тороподібних контейнерів напрямлений від внутрішнього циліндра тороїда до зовнішнього (якщо дивитись на контейнер зверху), у випадку, коли напрямки обертання приводного електродвигуна та транспортувального руху технологічного завантаження (напрямок відліку кута розвороту дебалансних вантажів α) співпадають (див. мал. 2.13 а, б). Якщо ці напрямки протилежні – то перемішувальний рух технологічного завантаження напрямлений від зовнішнього циліндра тороїда до внутрішнього (див. мал.. 2.13 в, г).



Малюнок 2.13 - Залежність напрямку циркуляційного руху технологічного завантаження тороподібного контейнера від напрямку обертання електро-двигуна – ω_B та напрямку відліку кута розвороту дебалансних вантажів – α ; Т - напрям транспортувального руху; П - напрям перемішувального руху

Висновок: проведено теоретичні дослідження механізму виникнення циркуляційного руху обробного середовища в тороподібних контейнерах з електромеханічним приводом та відцентровим віброзбудником. Встановлено, що в його основі лежить квазіхвильовий рух точок поверхні контейнера. Розроблено алгоритм управління параметрами потоку циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах шляхом зміни параметрів збудюючого обертового динамічного гвинта, а також його власних параметрів: величин рівнодіючої збудюючих сил, їх результуючого моменту та напрямку власного обертання динамічного гвинта.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТОРОПОДІБНИХ КОНТЕЙНЕРІВ І ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РУХУ ЇХ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ

3.1 Експериментальні дослідження залежності кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини від кута розвороту дебалансів

Експериментальні дослідження проводилися на дослідному зразку віброустановки, виготовленому в лабораторії автоматизації технологічних процесів Вінницького національного аграрного університету [81]. На мал. 3.14. представлено зовнішній вигляд експериментального зразка віброустановки. Віброустановка складається з тороподібного контейнера, що покритий зсередини зносостійким гумовим покриттям, який за допомогою циліндричних пружин встановлено на рамі. Для збудження коливань контейнера використовується електромеханічний привод з відцентровим віброзбуджувачем, що має вертикальний дебалансний вал. Як джерело механічної енергії використаний електродвигун постійного струму змішаного збудження П-31У4 потужністю 1,5 кВт. ТУ 16.514.001-94, кутова швидкість якого регулювалася шляхом зміни величини напруги в його якірному колі за допомогою автотрансформатора і випрямляча та вимірялася за допомогою електротахометра ИТЭ-2 з датчиком ДТЭ-2. Обертний рух від приводного електродвигуна до вертикального дебалансного вала передавався через конічний прямокутний редуктор. Конструктивні параметри експериментальної установки наведені в таблиці 3.1.

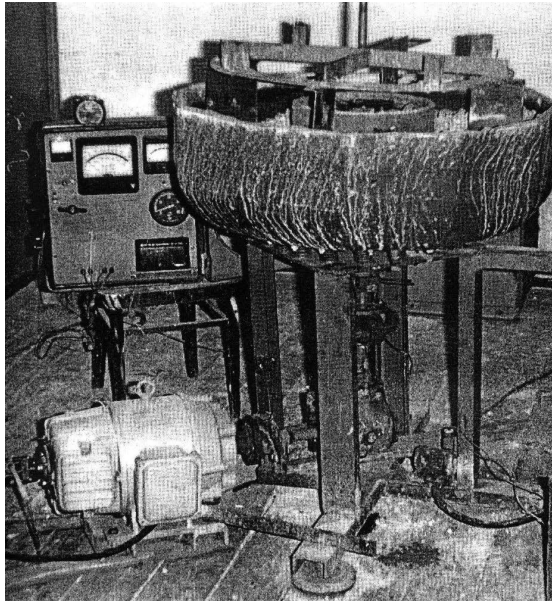
Моменти інерції щодо головних осей були визначені шляхом виміру тривалості 100 періодів малих крутильних коливань контейнера, підвішеного на нитковому біфілярному підвісі зі сталевого дроту.

Визначення кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини проводились за кутом нахилу прапорця, що закріплений на поверхні контейнера, за умови мінімальності й нерухомості його

тіні на екрані, при освітленні прапорця щільним стробоскопічним джерелом світла з регульованою частотою спалахів.

Таблиця 3.1 - Конструктивні параметри експериментальної вібромашини із тороподібним контейнером

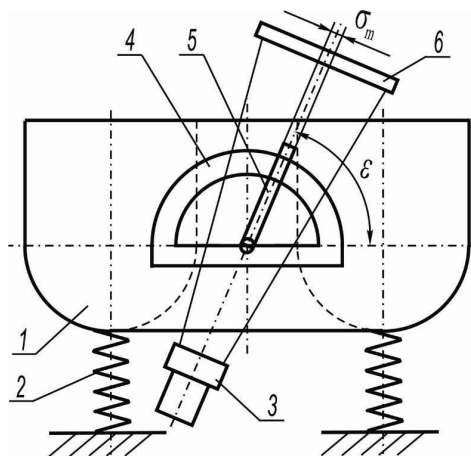
Конструктивні параметри		Одиниці	Числове
Назва	Позначення	вимірювання	значення
Об'єм контейнера	V_K	дм ³	100
Маса контейнера	M_I	кг	120
Радіус кільцевої осі	R_C	м	0,285
Радіус внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда	r_I	м	0,16
Радіус зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда	r_5	м	0,41
Висота контейнера	H_{CT}	м	0,4
Моменти інерції відносно головних осей	$j_\xi = j_\eta$	кг м ²	12,25
	j_ζ	кг м ²	14,6
Кількість пружних елементів підвіски		шт	16
Коефіцієнти загальної жорсткості пружної підвіски контейнера	$C_X = C_Y$	кН/м	46,71
	C_Z	кН/м	12305
	$C_\psi = C_\theta$	Нм/рад	306,4
	C_φ	Нм/рад	504,7
Межі зміни статичного моменту дебалансів: - верхнього - нижнього	$S_B = m_B r_B$	кг м	0-0,68
	$S_H = m_H r_H$	кг м	0-0,68
Відстань від центру мас контейнера до дебалансів: - верхнього - нижнього	h_B	м	0,1-0,22
	h_H	м	0,1-0,22
Кут розвороту дебалансів	α	град.	0-360
Кутова швидкість привідного вала	ω_B	с ⁻¹	0-314,5



Малюнок 3.14 - Зовнішній вигляд експериментального зразка вібромашини із тороподібним контейнером та вертикальним приводним дебалансним валом

На мал. 3.15 наведена схема виміру кута нахилу площини коливань точок контейнера ε до напрямку поширення квазіхвилі (чи до горизонтальної площини). На тороподібному контейнері 1, встановленому на рамі за допомогою пружних елементів 2, закріплена транспортна лінійка 4 з поворотним прапорцем 5. Прапорець освітлювався щілинним стробоскопічним джерелом світла 3, таким чином, щоб його тінь попадала на екран 6.

Транспортна лінійка 4 встановлювалася таким чином, щоб її нульова поділка збігалася з горизонтальною площиною. Вісь обертання поворотного прапорця 5 кріпилася до контейнера в його центральній площині на відстані $r_l = 0,43$ м від центра мас і збігалася з центром транспортної лінійки. Контейнер заповнювався порцеляновими кульками $\varnothing 6$ мм, вага завантаження складала 110 кг. Частота коливань контейнера складала 24 Гц., частота спалахів джерела світла змінювалася в межах від 15 Гц до 40 Гц.

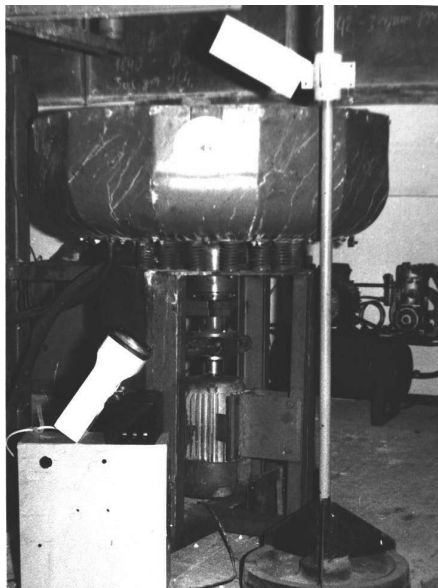


Малюнок 3.15 - Схема вимірювання кута нахилу площини коливань точок тороподібного контейнера – ε до напрямку розповсюдження квазіхвилі:
 1 – тороподібний контейнер; 2 – пружні елементи; 3 – циліндр джерело світла; 4 – транспортна лінійка; 5 – прапорець; 6 – екран; δ_m – ширина міні прапорця

Для визначення кута ε прапорець 5 провертався навколо осі, а щільне джерело 3 і екран 6 переміщалися в такий спосіб, щоб при коливаннях контейнера 1, тінь від прапорця мала найменшу ширину δ_m (приблизно дорівнювала ширині прапорця) і залишалася нерухомою при зміні частоти спалахів джерела світла в зазначеному діапазоні. При цих умовах площина прапорця збігається з площиною коливань точки контейнера, в який закріплена вісь прапорця.

Для зручності фіксації положення тіні на екрані на останній нанесена координатна сітка. Кут розвороту дебалансних вантажів α змінювався шляхом провертання верхнього дебалансного вантажу відносно, жорстко закріпленого на приводному валу, нижнього дебалансного вантажу. Дебалансні вантажі фіксувалися болтами. Для виміру кута розвороту дебалансних вантажів α використовувалася закріплена на верхньому торці вала транспортна лінійка.

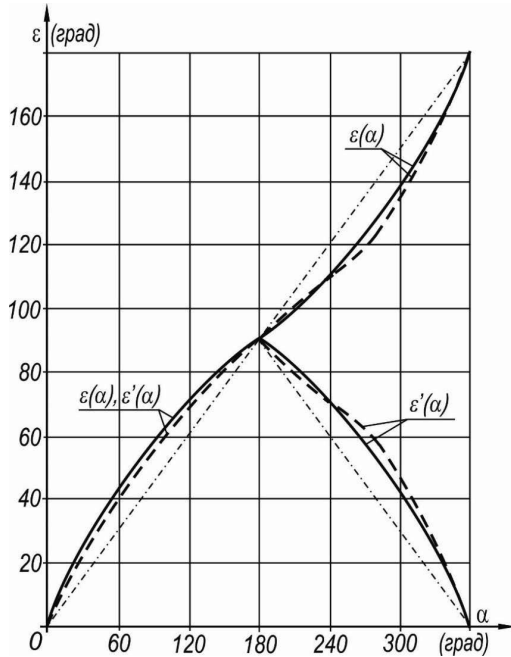
Зовнішній вигляд експериментального зразка вібромашини із обладнанням для вимірювання кута нахилу площини коливань точок тороподібного контейнера зображено на мал. 3.16.



Малюнок 3.16 - Зовнішній вигляд експериментального зразка вібромашини із обладнанням для вимірювання кута нахилу площини коливань точок тороподібного контейнера

За результатами обробки експериментальних даних побудована експериментальна графічна залежність кута нахилу площини коливань ε точки контейнера, в якій закріплена вісь прапорця, від кута розвороту дебалансних вантажів - α (див. мал. 3.17). На цьому ж малюнку наведена така ж залежність, що розрахована за теоретичними формулами.

В результаті розрахунків встановлено, що відносна похибка між розрахунковими та експериментальними даними не перевищує 8,2 %. Отримані результати дозволяють вважати, що розроблені динамічна й математична моделі вібраційної машини з тороподібним контейнером адекватні реальній системі.



Малюнок 3.17 - Залежність кута нахилу площини коливань точок поверхні тороподібного контейнера до напрямку горизонтальної осі – ε та кута нахилу площини коливань точок поверхні тороподібного контейнера до горизонтальної площини – ε' від кута розвороту дебалансних вантажів – α : _____ теоретична; _____ експериментальна

3.2 Експериментальні дослідження механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища

Експериментальні дослідження таких механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища, як швидкість транспортуючого й перемішувального рухів, створюваний ними динамічний напір проводились шляхом занурення тіл - свідків у циркуляційний потік сипучого робочого середовища [69]. Тому виникає необхідність оцінити фізичні основи взаємодії твердих тіл з циркуляційним потоком сипучого робочого середовища.

З експериментальних досліджень відомо, що потік сипучих середовищ при вібраційному впливі може бути розглянутим, як потік Ньютонової рідини. Між тілом і потоком будь-якого середовища, в яке занурене тіло, завжди виникають сили взаємодії. На тіло довільної форми з боку потоку діє сила, що залежить від швидкості потоку, фізико-механічних характеристик сипучого середовища в цілому й окремих її частинок, а також - від форми, розмірів і розташування тіла відносно потоку.

Між поверхнею тіла й прилягаючими до неї частками середовища виникають сили тертя. Внаслідок наявності сил тертя, шар середовища, що прилягає до поверхні тіла, яке рухається відносно середовища, захоплюється тілом. Наступні шари середовища скочують один відносно одного, в результаті чого, між ними виникають сили в'язкого тертя. Шар середовища, в якому діють сили в'язкого тертя, називається прикордонним шаром. У зазначеному шарі швидкість часток середовища поступово зростає, в міру віддалення від тіла. В міру зростання відносної швидкості потоку спостерігається виникнення вихорів за тілами й відриву потоку від поверхні тіла. Внаслідок відриву потоку, за тілом утворюється область зниженого тиску.

Потік сипучого робочого середовища, що здійснює циркуляційний рух, створює динамічний напір, який діє на розміщені в середовищі деталі (у вигляді сумарної дії безлічі мікроударів окремих її часток), у результаті чого, з боку сипучого середовища на оброблювану деталь діє сила F_d , викликана лобовим опором останньої. Виходячи з теорії подоби і розмірностей ця сила буде дорівнювати:

$$F_d = \psi_d \rho_C S_d (v_{CP} - v_d)^2, \quad (3.32)$$

де ψ_d - коефіцієнт форми оброблюваної деталі (лобового опору);

ρ_C - густина середовища;

S_d - перпендикулярна потоку площа найбільшого поперечного перерізу оброблюваної деталі (Миделевий перетин деталі);

v_{CP} - швидкість циркуляційного руху середовища;

v_d - швидкість переміщення деталі.

Звідси можна визначити величину динамічного напору, що діє на одиницю площі поверхні деталі:

$$P = F_d / S_d. \quad (3.33)$$

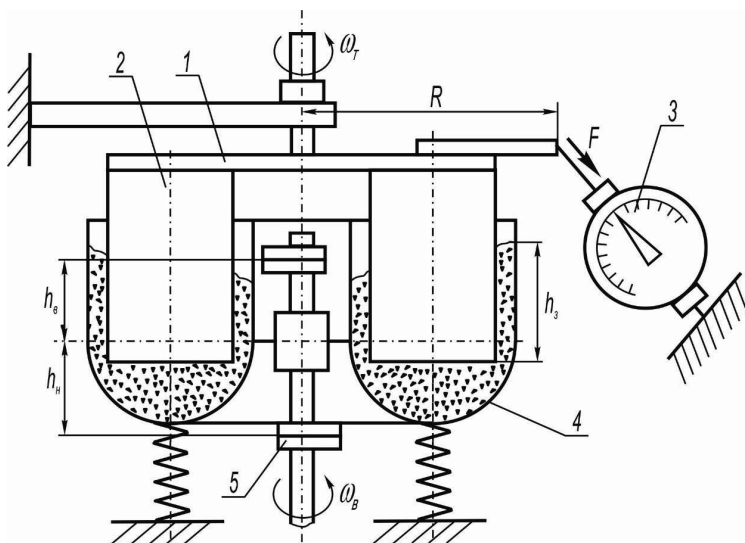
Експериментальні дослідження впливу кута розвороту дебалансних вантажів α на швидкість транспортуючого й перемішувального руху робочого середовища проводилися на експериментальній віброустановці з тороподібним контейнером при кутовій швидкості обертання дебалансного вала $146,6 \text{ с}^{-1}$. Як робоче середовище використовувалися порцелянові кульки діаметром 6-8 мм, маса завантаження складала 110 кг. Швидкість транспортуючого руху – v_T , оцінювалася за кутовою швидкістю водила -1 (див. мал. 3.18), вимірюваної за допомогою електросекундоміра СИЛ-1УХЛ4.2. До водила 1 кріпилися вертикальні радіально розташовані пластини 2, що занурювалися в робоче середовище на глибину h_n . Вісь обертання водила збігалася з вертикальною віссю приводного дебалансного вала 5 і тороподібного контейнера 4, в нерухомому стані. Крім того за допомогою динамометра 3 (типу ДПУ-002-2 ДСТ 13837-68), визначалася величина обертового моменту на водилі L_T , що дорівнює:

$$L_T = F_1 R_1, \quad (3.34)$$

де R_1 - радіус місця закріплення динамометра;

F_1 - зусилля вимірюване динамометром.

Обертовий момент на водилі L_T виникає від зусиль переданих водилу з боку занурених у робоче середовище вертикальних пластин, на які, у свою чергу, діють сили лобового опору, аналогічні силам, що визначаються за формулою (3.32). Кут розвороту дебалансних вантажів α приймався позитивним при відставанні нижнього дебаланса від верхнього, в напрямку обертання приводного вала. Зміна й вимір кута розвороту дебалансних вантажів α здійснювалися за методикою, що описана вище.



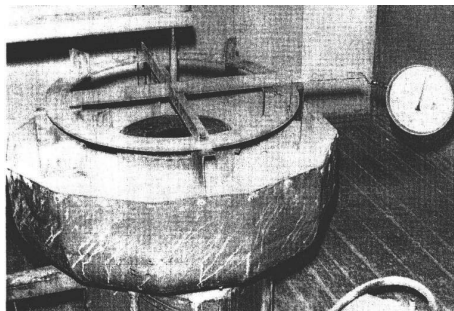
Малюнок 3.18 - Схема вимірювання механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах: 1 – водило; 2 – пластина; 3 – динамометр; 4 – контейнер; 5 – дебалансний вал

Зовнішній вигляд експериментального зразка вібростанини із обладнанням для вимірювання швидкості транспортуючого руху робочого середовища в тороподібних контейнерах зображено на мал. 3.19.

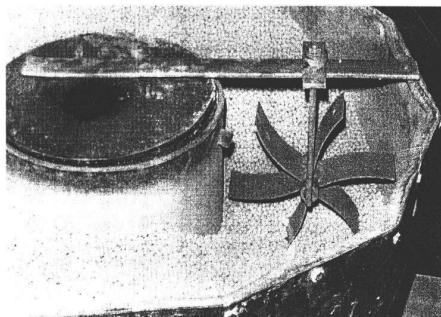
Швидкість перемішувального руху – v_{Π} оцінювалася за кутовою швидкістю обертання крильчатки ω_{Π} (див. мал. 3.20), яка занурювалася у сипуче робоче середовище таким чином, щоб вісь її обертання знаходилась на кільцевій осі тороподібного контейнера.

Проведені дослідження довели (див. мал. 3.21), що при кутах розвороту дебалансних вантажів α рівних 0° і 180° транспортуючий та перемішувальний рухи робочого середовища відсутні, що узгоджується з описаним вище механізмом їхнього виникнення, тому що при $\alpha = 0^\circ$ і $L_B = L_H$ – обертовий динамічний гвинт, який виникає при обертанні приводного дебалансного вала, перетворюється в обертову рівнодійну F , отже, точки поверхні контейнера

вертикальних коливань не здійснюють, а при $\alpha = 180^\circ$ і $F_B = F_H$ - обертовий динамічний гвинт зводиться до обертового результуючого моменту L , при цьому контейнер не здійснює поступальних горизонтальних коливань.

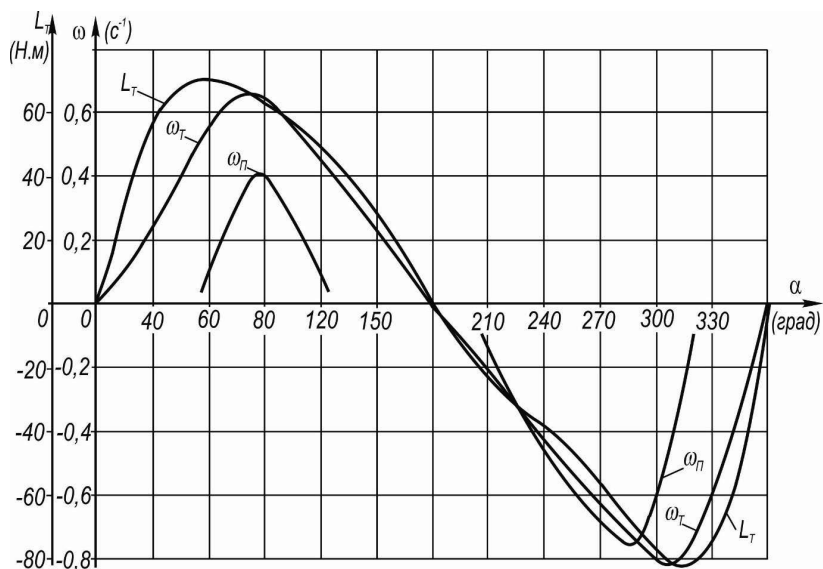


Малюнок 3.19 - Зовнішній вигляд експериментального зразка вібромашини із обладнанням для вимірювання швидкості транспортуючого руху робочого середовища в тороподібних контейнерах



Малюнок 3.20 - Зовнішній вигляд експериментального зразка вібромашини із обладнанням для вимірювання швидкості перемішувального руху робочого середовища в тороподібних контейнерах

При кутах розвороту дебалансних вантажів $\alpha > 180^\circ$ (чи коли $\alpha < -180^\circ$, тобто, коли нижній дебалансний вантаж випереджає в обертанні верхній вантаж і обертовий динамічний гвинт змінює напрямок свого власного обертання), напрямки транспортуючого й перемішувального рухів робочого середовища змінюються на протилежні.

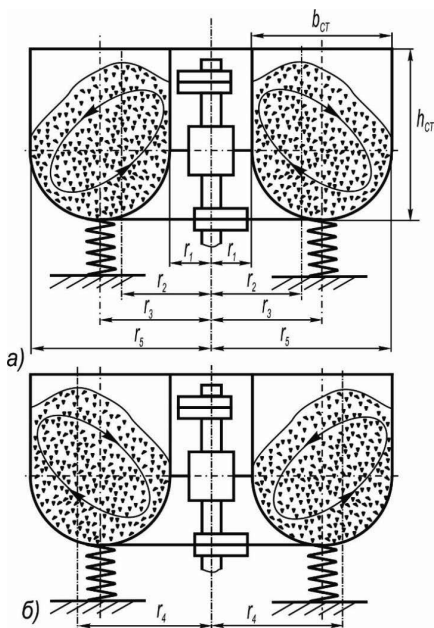


Малюнок 3.21 - Залежність кутової швидкості транспортувального – ω_T , перемішувального – ω_P , рухів робочого середовища та обертового моменту на водилі – L_T від кута розвороту дебалансів – α

При кутах розвороту дебалансних вантажів α , що знаходяться між значеннями 0° і 180° , швидкість транспортуючого руху змінюється за залежністю близькою до синусоїдальної, при цьому екстремальні значення швидкості транспортуючого руху знаходяться в межах $\alpha = 75^\circ \dots 85^\circ$ і $\alpha = 300^\circ \dots 310^\circ$ (чи $\alpha = -50^\circ \dots 60^\circ$) при різних робочих середовищах (крім порцелянових куль, досліджувалися металеві кульки тих же розмірів, тригранні призми висотою 10...15 мм, бій шліфувальних кругів).

Розходження в абсолютних величинах кутів α відповідних екстремальним значенням швидкості транспортуючого руху при різних напрямках власного обертання динамічного гвинта (позитивні значення кута α , що відповідають максимуму ω_T не дорівнюють абсолютним значенням кута α (узятим із від'ємним знаком), що відповідають екстремуму від'ємної швидкості) пов'язане з тим, що кут нахилу площини коливань точок поверхні контейнера ε залежить від відстані

цих точок від центра мас контейнера (див. мал. 1. 5), а також з тим, що при зміні напрямку власного обертання динамічного гвинта змінюється й напрямок перемішувального руху робочого середовища. Якщо при $0^\circ < \alpha < 180^\circ$ перемішувальний рух притискає робоче середовище до внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда (див. мал. 3.22 а), то при $180^\circ < \alpha < 360^\circ$ (чи $-180^\circ < \alpha < 0^\circ$) цей рух притискає робоче середовище до зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда (див. мал. 3.22 б). При цьому в першому випадку максимум висоти стовпа робочого середовища відповідає приблизно радіусу r_2 , а в другому випадку - радіусу r_4 .



Малюнок 3.22 - Розподіл робочого середовища по перетину тороподібного контейнера залежно від напрямку його перемішувального руху (стрілками вказано напрям перемішувального руху)

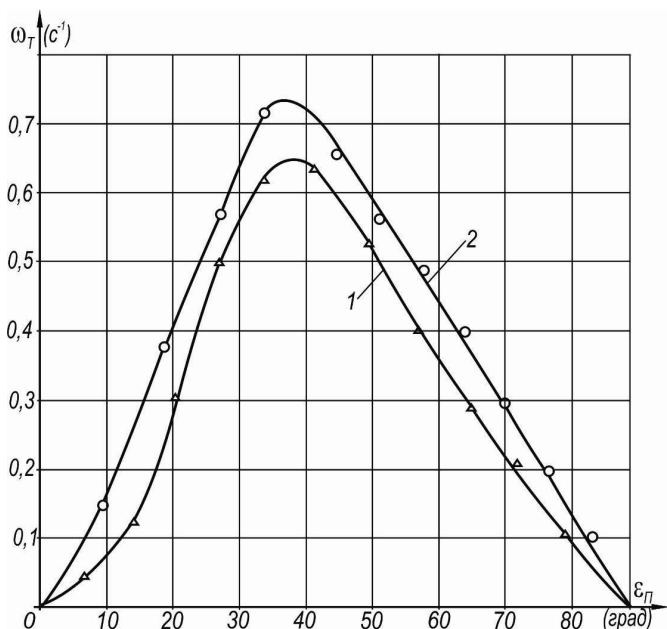
Якщо для цих радіусів поверхні тороїда за залежностями (1.15), (1.17), (1.18) (приймавши $\delta = 0$) визначити значення кута нахилу площини коливань ε

точок поверхні контейнера, що лежать на цих колах залежно від кута розвороту дебалансних вантажів α (див. криві 2 і 4 на мал. 1.4.), то можна побудувати залежність кутової швидкості транспортуючого руху робочого середовища $-\omega_T$ від кута нахилу площини коливань точок поверхні тороподібного контейнера, над якими знаходиться найвищий стовп робочого середовища.

Кут нахилу площини коливань точок поверхні контейнера, над якими знаходиться найвищий стовп робочого середовища, будемо називати переважним – ε_{II} . Як видно з мал. 3.23, максимуми абсолютного значення швидкості транспортувального руху середовища $-\omega_T$ відповідають значенню переважного кута нахилу площини коливань точок поверхні контейнера ε_{II} рівному $35^\circ \dots 40^\circ$, не залежно від напрямку транспортуючого й перемішувального рухів, чи напрямку власного обертання збурюючого динамічного гвинта. Ці значення кута ε_{II} при різних напрямках власного обертання збурюючого динамічного гвинта (і різних r_2 та r_4) відповідають різним значенням кута розвороту дебалансних вантажів α , яким відповідають екстремальні значення $-\omega_T$ (мал. 3.21). При цьому максимальні абсолютні значення ω_T при $180^\circ < \alpha < 360^\circ$ на 20...30 % більші від аналогічних значень при $0^\circ < \alpha < 180^\circ$.

Зростання пов'язане з тим, що при цих умовах напрямком транспортуючого руху протилежний напрямку поширення поперечної квазіхвилі на поверхні контейнера (напрямку обертання дебалансного вала), а це супроводжується збільшенням діючої частоти коливань, а також з тим, що в цьому випадку максимальна кількість робочого середовища знаходиться над точками поверхні контейнера, що лежать поблизу від кола радіусом r_4 , які мають більшу порівняно із колом r_2 амплітуду вертикальних коливань (див. мал. 2.11), і хоча точки поверхні контейнера внаслідок його поступальних горизонтальних коливань мають однакову складову швидкості в напрямку транспортувального руху, то величина ударного імпульсу, переданого в цьому напрямку від поверхні контейнера прилеглим шарам робочого середовища, визначається силами тертя, тобто зусиллями притискання часток останньої до поверхні контейнера, що залежать, як від вертикальних складових коливань точок поверхні контейнера,

так і від висоти шару робочого середовища, що знаходиться над цими точками.



Малюнок 3.23 - Залежність кутової швидкості транспортувального руху робочого середовища – ω_T від переважного кута нахилу площини коливань точок поверхні тороподібного контейнера – ε_P : 1 – напрямки транспортувального руху і розповсюдження квазіхвилі збігаються; 2 - напрямки транспортувального руху і розповсюдження квазіхвилі протилежні

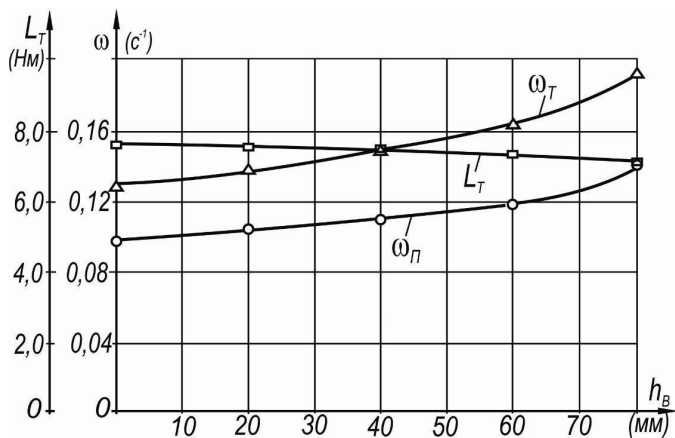
Стійкий перемішувальний рух робочого середовища спостерігається (див. мал. 3.21.) при кутах α , що знаходиться в діапазонах від 45° до 135° і від 200° до 320° . При інших значеннях α перемішувальний рух чи відсутній, чи розділяється на два потоки, що обертаються назустріч один одному, що підтверджує різницю в механізмах виникнення транспортуючого й перемішувального руху робочого середовища. Збільшення кутової швидкості перемішувального руху – ω_P , на 35...45 % при $180^\circ < \alpha < 360^\circ$, пов'язане із притисненням цим рухом робочого середовища до зовнішнього циліндра робочої поверхні тороподібного

контейнера, що має більшу, порівняно із внутрішнім циліндром (до якого робоче середовище притискається при $0^\circ < \alpha < 180^\circ$) амплітуду вертикальних коливань (див. мал. 2.11). Екстремальні значення кутової швидкості перемішувального руху – ω_{II} відповідають приблизно однаковим (за абсолютним значенням) кутам розвороту дебалансних вантажів $\alpha = 90^\circ$ і $\alpha = -90^\circ$.

Форма графіка зміни обертового моменту на водилі L_T (вимірюваного при зупиненому водилі, тобто, коли $v_d = 0$), див. мал. 3.21, залежно від кута α , близька до форми графіка кутової швидкості транспортуючого руху, але при значеннях, що знаходяться в діапазонах, при яких виникає перемішувальний рух, спостерігається відхилення від цієї форми, що пов'язано зі збільшенням рухливості (псевдо текучості) сипучого робочого середовища в цьому діапазоні й супроводжуваним цим явищем, зменшенням внутрішнього тертя середовища (динамічної в'язкості), а, отже, коефіцієнта лобового опору, занурюваних у робоче середовище пластин – ψ_d , що входить у формулу (3.32). Екстремальні значення обертового моменту на водилі L_T відповідають тим діапазонам кута α , при яких – ω_T наближається до своїх екстремальних значень, але при малих абсолютних значеннях – ω_{II} , тобто, коли $\alpha = 40^\circ \dots 70^\circ$ і $\alpha = -35^\circ \dots -55^\circ$.

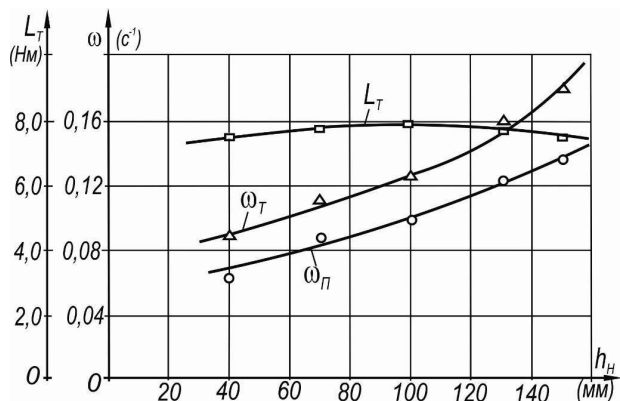
З використанням вище описаного устаткування, при тому ж робочому середовищі і кутовій швидкості обертання дебалансного вала, експериментально досліджувалися ті ж механічні параметри циркуляційного руху робочого середовища залежно від відстані дебалансних вантажів h_B і h_H (див. мал. 14) від центра мас тороподібного контейнера. При цьому кут розвороту дебалансних вантажів α залишався незмінним, дорівнював 90° .

Переміщення верхнього дебаланса вгору по приводному валу (тобто при зростанні h_B), супроводжується ростом швидкостей транспортуючого й перемішувального рухів робочого середовища (див. мал. 3.24). За початок відліку прийнята площина верхньої кришки підшипникового вузла, що знаходиться на відстані 50 мм від центра мас контейнера. Незважаючи на ріст вище зазначених швидкостей, величина обертового моменту на водилі L_T після незначного росту починає зменшуватися.



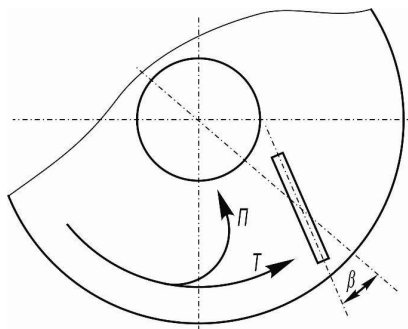
Малюнок 3.24 - Залежність механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища від положення верхнього дебалансу h_B : ω_T - кутова швидкість транспортувального руху; ω_P - кутова швидкість перемішувального руху; L_T - обертовий момент на водилі

Аналогічна картина росту швидкостей транспортуючого й перемішувального рухів і робочого середовища, а також зміни величини обертового моменту на водилі L_T спостерігається й при переміщенні нижнього дебаланса вниз по приводному валу, тобто при зростанні h_N , (див. мал. 3.25). За початок відліку прийнята площина нижньої кришки підшипникового вузла, що знаходиться на відстані 70мм від центра мас контейнера. В обох випадках зменшення обертового моменту на водилі L_T , при зростанні швидкості транспортуючого руху завантаження, пов'язано з одночасним ростом швидкості її перемішувального руху, що супроводжується ростом рухливості сипучого середовища (зменшенням її динамічної в'язкості) й призводить до зменшення коефіцієнта лобового опору ψ_d .



Малюнок 3.25 - Залежність механічних параметрів циркуляційного руху робочого середовища від положення нижнього дебаланса h_n : ω_T - кутова швидкість транспортувального руху; ω_P - кутова швидкість перемішувального руху; L_T - обертовий момент на водилі

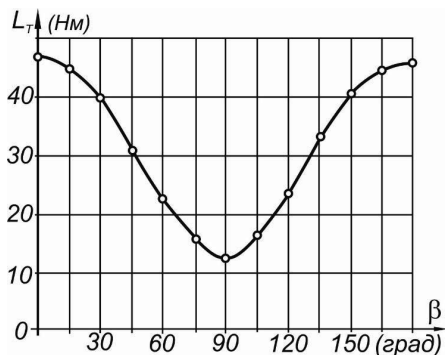
На вищеписаній вібраційній машині проводились також дослідження впливу кута встановлення пластин β (див. мал. 3.26), глибини занурення пластин h_d та кількості пластин n на величину обертового моменту на водилі L_T .



Малюнок 26 - Розміщення пластин у тороподібному контейнері

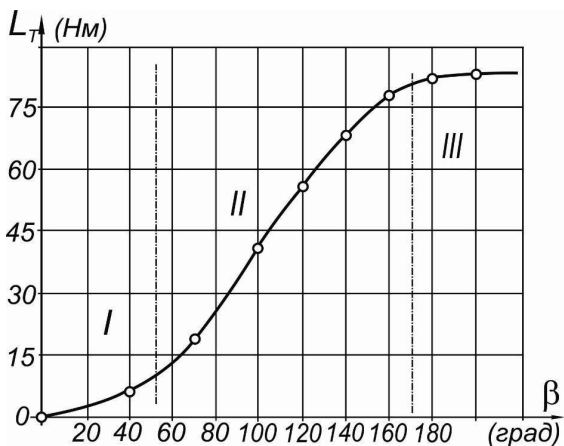
Форма графіка зміни L_T при зміні кута встановлення пластин β (див. мал. 3.27) близька за формою до косинусоїди, що відповідає формулі (3.33), оскільки в цю формулу входить S_0 – Міделевий опір деталі або перпендикулярна

до потоку площа найбільшого поперечного її перетину, а за даних умов ця площа пропорційна $\cos\beta$.



Малюнок 3.27 - Залежність обертового моменту на водилі – L_T від кута встановлення пластин - β

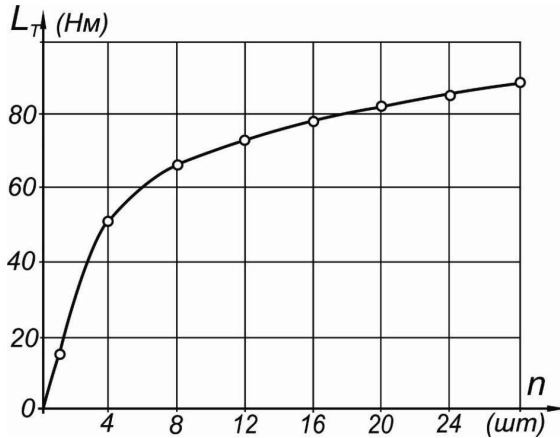
Збільшення глибини занурення пластин h_{II} , за винятком початкової – I та кінцевої – III ділянок графіка (див. мал. 3.28), супроводжується пропорційним збільшенням обертового моменту на водилі L_T .



Малюнок 3.28 - Залежність обертового моменту на водилі – L_T від глибини занурення пластин у робоче середовище тороподібного контейнера

Відхилення від пропорційності на ділянці I пов'язане із більшою рухливістю (меншою в'язкістю) верхніх шарів сипучого середовища, внаслідок чого динамічний напір, що створюють ці шари завантаження – мінімальний. Відхилення від пропорційності на ділянці III графіка викликане наближенням пластин, що заглиблюються, до поверхні контейнера більше ніж на 3-4 діаметра частинок робочого середовища. За цих умов коливання поверхні контейнера діє майже безпосередньо на пластини (відсутнє демпфування середовищем).

Збільшення кількості пластин n супроводжується зростанням обертового моменту на водилі L_T (див. мал. 3.29) за законом, що близький до експоненційного (з явищем “насичення”). Це пов'язано із утворенням поблизу пластин (особливо перед ними) зон, де транспортувальний рух поступово згасає в міру наближення до пластин (де $v_T = v_0$). Збільшення числа пластин, що рівномірно розміщені по довжині тороїда, призводить до поступового перекривання цих зон, а, отже, до явища їх “насичення”.

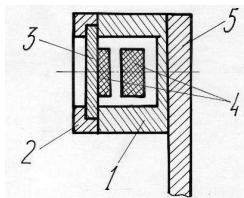


Малюнок 3.29 - Залежність обертового моменту на водилі – L_T від кількості пластин n , що занурюються в робоче середовище

3.3 Експериментальні дослідження розподілу динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища в тороподібному контейнері

Експериментальні дослідження розподілу динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища в тороподібному контейнері проводилося на описаній вище лабораторній установці, при кутовій швидкості приводного вала $146,6 \text{ с}^{-1}$. Як робоче середовище використовувалися порцелянові кульки діаметром $6...8 \text{ мм}$. Вага завантаження складала 110 кг .

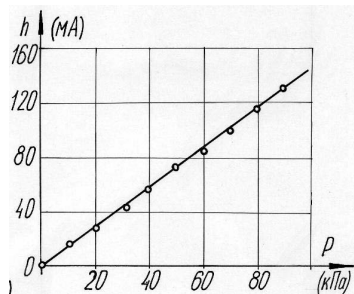
Для вимірювання величини динамічного напору був розроблений і виготовлений мембранний тензометричний датчик, конструктивна схема якого представлена на мал. 3.30. Датчик складається з корпусу 1 і кришки 2, між якими герметично затискала мембрана 3, на яку з внутрішньої сторони клеєм БФ-2 наклеювався тензорезистор 4 типу 2ФКПА-10-200В ТУ25-06-1383-78 з номінальним опором $201,6 + 0,5 \text{ Ом}$ і коефіцієнтом тензочутливості $K_m = 2,12$. Такий же тензорезистор для компенсації впливу температури на покази тензометричного датчика наклеювався на внутрішню поверхню корпусу датчика 1. Обидва тензорезистори з'єднувалися за напівмостовою схемою й підключалися до регульовального напівмоста. Датчик кріпився до тороподібного контейнера за допомогою кронштейна 5. Живлення на вимірювальний міст і сигнал з нього подавалися на десятиканальний тензопідсилювач "ТОПАЗ - 3-01".



Малюнок 3.30 - Конструктивна схема мембранного тензометричного датчика

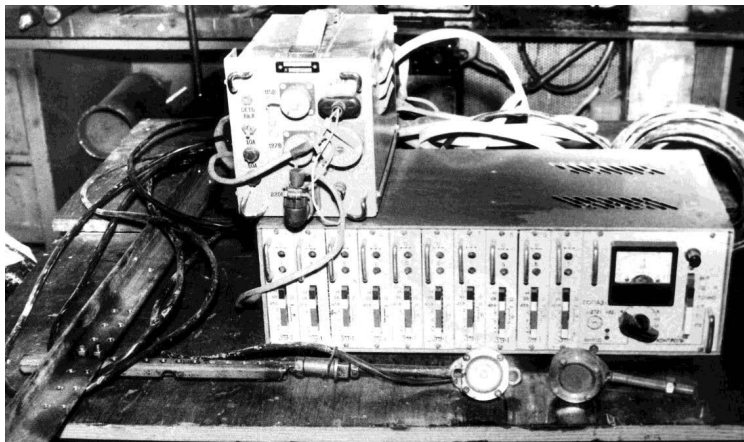
Посилений тензопідсилювачем сигнал подавався на стрілковий прилад М82 класу точності 0,5. Тензопідсилювач отримував живлення від блоку живлення 55х-650571.

Тарування датчика динамічного напору виконувалось у спеціальній барокамері за допомогою зразкового манометра класу точності 0,35. Діапазон навантажувальних величин динамічного тиску пройдено шість разів. Тарувальний графік датчика динамічного напору наведено на мал. 3.31.



Малюнок 3.31 - Тарувальний графік датчика динамічного напору

Загальний вигляд тензодатчиків і вимірювальної апаратури представлений на мал. 3.32.



Малюнок 3.32 - Загальний вигляд тензодатчиків і вимірювальної апаратури

Власну частоту датчика визначали відповідно до методики, що викладена в роботі [37]. У загальному випадку, власна частота будь-якого тензометричного датчика може бути розрахована по залежності:

$$\nu_0 = 1 / (2\pi \sqrt{m_e n_e}), \quad (3.35)$$

де m_e - еквівалентна маса пружного елемента датчика;

n_e - еквівалентна податливість пружного елемента.

Для мембрани постійної товщини, що зафіксована по контуру (якщо в якості n_e прийняти податливість її центру):

$$m_e = 0,32m_0 = 0,32\pi R^2 h \rho_y, \quad (3.36)$$

де m_0 - маса мембрани;

R - радіус мембрани;

h - товщина мембрани;

ρ_y - густина матеріалу мембрани.

Податливість зафіксованої по контуру мембрани при впливі тиску й відсутності в центрі зосередженої сили:

$$n_e = 0,75R^2 (1-\mu^2) / (\rho_y h^3 E), \quad (3.37)$$

де μ - коефіцієнт Пуассона;

E - модуль пружності.

Діаметр і товщину мембрани визначимо за максимально можливими величинами деформацій з умови, що відносна похибка лінійного перетворювача не повинна перевищувати $g_n = 1\% = 10^{-2}$ при максимальному тиску, що вимірюється датчиком $P = 10^6$ Па. Звідки, при $E = 2,1 \cdot 10^{10}$ Па, співвідношення R/h не повинно перевищувати $R/h < 29,6$

Підставивши (3.36) і (3.37) в (3.35) отримаємо:

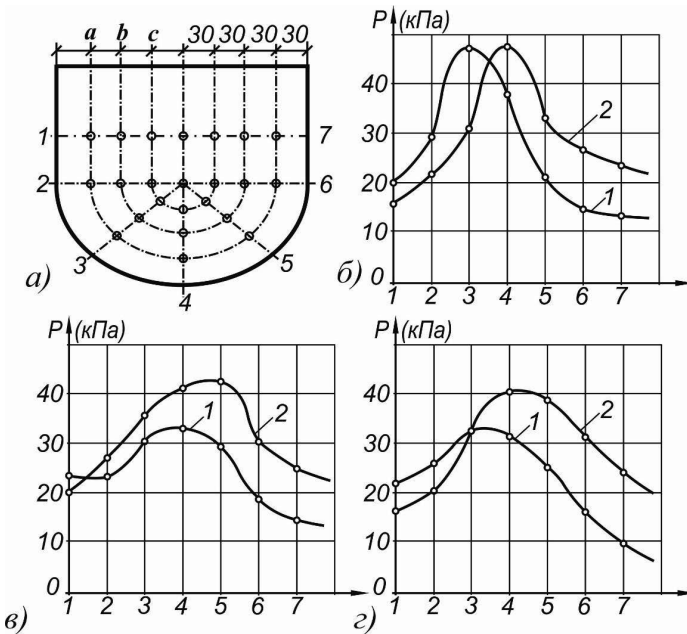
$$\nu_0 = 0,921 \frac{h}{R^2} \sqrt{\frac{E}{3(1-\mu^2)\rho_y}}.$$

Конструктивні параметри мембранного датчика динамічного напору наведені в таблиці 3.2. Конструктивні параметри тензодатчика задовольняють умовам досліджень, оскільки максимальна частота реєстрованих процесів не перевищує 50 Гц, а власна частота датчика склала 5,6 кГц. Діаметр і товщина мембрани розраховувалися за максимально можливими величинами деформацій таким чином, щоб забезпечити лінійність характеристики перетворювача. При

вимірах датчик встановлювався по перетину тороподібного контейнера згідно схеми, що представлена на мал. 3.33 а.

Таблиця 3.2 - Конструктивні параметри датчика динамічного напору

R	h	ρ_y	E	μ
м	м	кг/м ³	Н/м ²	
0,016	0,0005	$7,8 \cdot 10^3$	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,28



Малюнок 3.33 - Схема вимірювання та розподіл динамічного напору робочого середовища по перетину тороподібного контейнера: а) – схема встановлення датчика; б), в), з) – зміна динамічного напору по координатних лініях а, в, с – відповідно; 1 – робоче середовище притискається до внутрішнього циліндра тороїда; 2 - робоче середовище притискається до зовнішнього циліндра

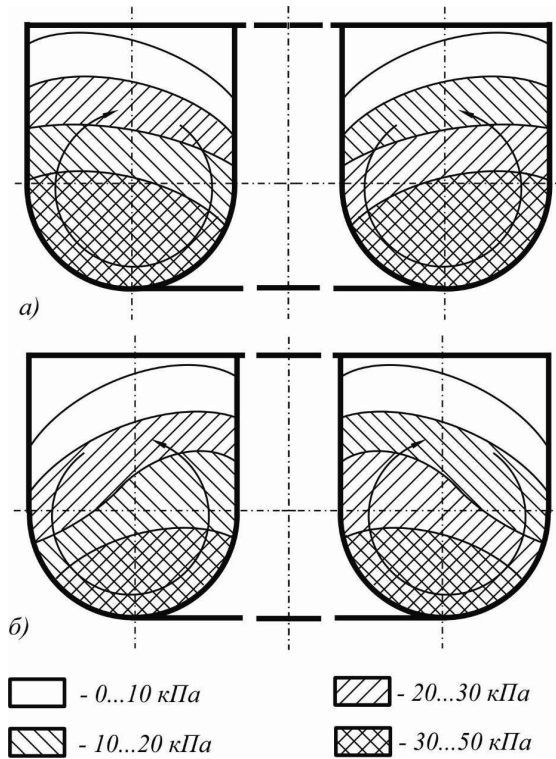
Дослідженнями встановлено, що динамічний напір робочого середовища пульсує в такт із коливаннями контейнера. Розподіл динамічного напору по перетину контейнера залежить від демпфувальних властивостей середовища.

Спостерігається поступове зменшення динамічного напору в міру видалення від стінок контейнера. Так найбільших значень динамічний напір досягає на лінії *a* (див. мал. 3.33 б, в, г), менших на лінії *в* і ще менших на лінії *с*. На характер розподілу динамічного напору впливає також і напрямок перемішувального руху робочого середовища (те, в якому місці перетину контейнера, встановлюється за допомогою цього руху найбільший стовп робочого середовища (див. мал. 3.22)).

На мал. 3.34 наведений розподіл динамічного напору робочого середовища по перетину тороподібного контейнера. З малюнка видно, що циркуляційний рух створює найбільший динамічний напір у нижніх зонах контейнера, а в міру віддалення від поверхні контейнера динамічний напір поступово слабшає. Такий розподіл динамічного напору викликаний тим, що циркуляційний рух робочого середовища виникає в результаті передачі ударних імпульсів часткам середовища, що безпосередньо стикаються з поверхнею контейнера, а від них подальшим шарам робочого середовища, що передають її наступним і т. д. При цьому відбувається згасання амплітуди й, відповідно, швидкості робочого середовища за рахунок втрати енергії на роботу з подолання сил тертя й непружної деформації.

На величину *й* характер розподілу динамічного напору робочого середовища впливає також і напрямок її циркуляційного руху. У випадку притиснення перемішувальним рухом середовища до зовнішнього циліндра робочої поверхні (див. мал. 3.22 а), тобто до точок поверхні контейнера, що мають велику амплітуду вертикальних коливань, зона з високим динамічним напором (30...50 кПа) буде більшою, ніж у випадку притиснення перемішувальним рухом середовища до внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда (див. мал. 3.22 б), тобто до точок поверхні контейнера, що мають меншу амплітуду вертикальних коливань, при цьому зменшується й абсолютна величина напору. Це зв'язано з тим, що хоча величина динамічного напору визначається горизонтальною швидкістю робочого середовища уздовж кільцевої осі тороподібного контейнера, але величина ударного імпульсу, переданого в цьому напрямку від поверхні контейнера прилеглим шарам

середовища, визначається силами тертя, тобто зусиллям притиснення останніх до поверхні контейнера. А зусилля притиснення шарів до поверхні контейнера визначаються, як вертикальними складовими коливань точок поверхні контейнера, так і висотою шару робочого середовища, що знаходиться над цими точками.



Малюнок 3.34 - Розподіл динамічного напору робочого середовища по перетину тороподібного контейнера, що вібрує (стрілками вказано напрям перемішувального руху робочого середовища)

Розподіл динамічного напору робочого середовища по перетину тороподібного контейнера дозволяє визначати найвигідніші місця розташування оброблюваних деталей під час їхньої вібраційної оздоблювально-зачисної

обробки, виходячи з умови ефективності і якості обробки, а також максимуму утилізації кінетичної енергії циркуляційного потоку робочого середовища.

3.4 Експериментальні дослідження розподілу механічної енергії у вібраційних машинах і оцінка можливості її утилізації для привода примусового руху оброблюваних деталей

Одним із загальноприйнятих критеріїв продуктивності процесу віброобробки є знімання металу з одиниці поверхні деталей за одиницю часу, істотний вплив на який роблять амплітуда й частота вібрацій робочої камери, а також гранулометричний склад і матеріал робочого середовища, матеріал, конфігурація і маса оброблюваних деталей, фізико-хімічні властивості й об'єм робочої рідини. На продуктивність процесу віброобробки в цілому, впливає також співвідношення об'ємів деталей і робочого середовища і їхнього сумарного об'єму стосовно об'єму робочої камери. Це особливо позначається при обробці легкопошкоджуваних при взаємних зіткненнях деталей, для яких співвідношення об'єму оброблюваних деталей до об'єму робочого середовища для виключення взаємних зіткнень деталей, зменшується з 1:(4-5) до 1:(10-20), що істотно знижує продуктивність віброобробки.

В електромеханічній системі, що складається із приводного електродвигуна, робочої камери, робочого середовища й оброблюваної деталі, механічна енергія, вироблена приводним електродвигуном, витрачається на роботу сил тертя в підшипниках привода робочої камери на дисипацію в пружних елементах робочої камери й у робочому середовищі. До останнього можна віднести: дисипацію енергії на межі ударної взаємодії робочого середовища й поверхні контейнера, дисипацію енергії в самому середовищі й дисипацію енергії на межі ударної взаємодії робочого середовища й оброблюваних деталей. Як видно з наведеного переліку, тільки остання його складова використовується для виконання корисної роботи – зняття металу з оброблюваних деталей.

Але тому, що її визначення складає значні труднощі, то в ряді досліджень

за критерій продуктивності процесу віброобробки по зняттю металу приймається, розсіяна в робочому середовищі, потужність. За оцінками цих же авторів, частка потужності, розсіяної в технологічному завантаженні робочих камер, складає від 20 % до 50 % від механічної потужності вироблюваної приводним електродвигуном. Однак значна частина її йде на зношення й стирання робочих тіл та покриття робочих камер (контейнерів) вібромашин, а також, на нагрівання технологічного завантаження контейнерів на 40-80 °С, що не завжди бажане.

Механічна потужність, розсіяна в робочому середовищі, йде також на збудження й підтримання циркуляційного руху робочого середовища, що забезпечує інтенсивне перемішування деталей і оброблюваних тіл, необхідного для рівномірності обробки деталей. Однак при віброобробці легко пошкоджуваних деталей, оброблюваних, як правило, в закріпленому стані, при наданні їм примусового руху від окремого привода немає необхідності в перемішуванні деталей і робочих тіл, і енергія циркуляційного руху робочого середовища корисно не використовується.

Як показали попередні дослідження [63], частину кінетичної енергії циркуляційного руху робочого середовища можна утилізувати й використовувати для привода примусового руху оброблюваних деталей. Тому практичний інтерес представляють дослідження з метою визначення величини загальної і питомої потужності, розсіяної в технологічному завантаженні, тороподібних контейнерів різних вібраційних машин при використанні різних робочих середовищ і оцінка можливості її утилізації з метою перетворення для привода примусового руху оброблюваних деталей.

Дослідження проводилися на вібраційних машинах з тороподібними контейнерами, створених у лабораторії автоматизації технологічних процесів ВНАУ, технічні характеристики яких приведені в таблиці 3.3. Загальні види вібраційних машин представлені на мал. 3.35, 3.36, 3.37, 3.38.

Як робочі середовища використовувалися:

- кульки порцелянові діаметром 6 мм (ШФ6) і питомою вагою $\rho_1 = 1,32$ кг/л;
- призми тригранні (ПТ-10) з питомою вагою $\rho_2 = 1,51$ кг/л;
- призми тригранні (ПТ-20) з питомою вагою $\rho_3 = 1,55$ кг/л;
- кульки сталеві діаметром 8 мм (ШС8) з питомою вагою $\rho_4 = 4,45$ кг/л;
- бій шліфувальних кіл (БШК) з питомою вагою $\rho_5 = 1,18$ кг/л;
- конуси абразивні (КА-20) з питомою вагою $\rho_6 = 0,90$ кг/л;
- обробні середовища Німецької фірми “Рослер”:
 - RM - 15/04/15 - E с питомою вагою $\rho_7 = 1,40$ кг/л;
 - RM - 05/08 - Z з питомою вагою $\rho_8 = 1,90$ кг/л.

Таблиця 3.3 - *Технічні характеристики досліджуваних вібраційних машин*

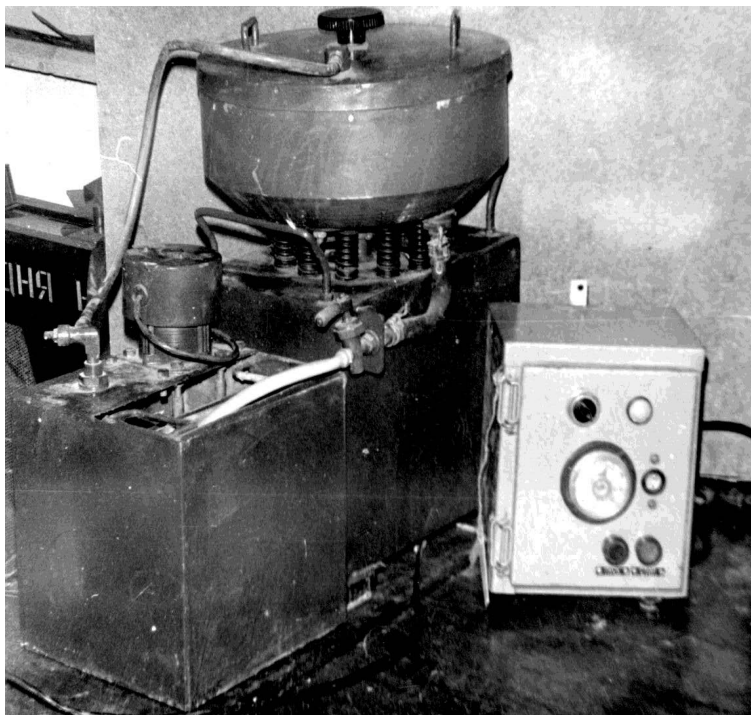
Модель вібраційної машини	Об'єм завантаження, л	Частота обертів привідного вала, об/хв.	Амплітуда коливань, мм	
			Горизонтальних	Вертикальних
ВМ-04-100	80	1410	5,0	8,0
ВМ-06-60	40	1395	5,0	6,0
ВМ-08-15	10	1365	3,0	5,0
ВМ-09-5	5,0	2745	2,5	3,0

Потужність, що розсіюється в технологічному завантаженні, визначалася, як різниця потужностей, необхідних для привода приводних валів, завантажених і не завантажених вібраційних машин, вимірюваних за допомогою ватметра Д581 класу точності 0,5. Величина утилізованої потужності визначалася за обертовим моментом на водилі L_T , вертикальна вісь обертання якого збігалася з вертикальною віссю непрацюючого тороподібного контейнера вібраційної машини. До водила кріпилися, розташовані в радіальному напрямку, вертикальні пластини, що занурювалися в робоче середовище на визначену глибину див. мал. 3.18. Під впливом напору циркуляційного руху робочого середовища на пластини, на водилі виникав обертовий момент, вимірюваний за допомогою тензOMETричного датчика.

Величина утилізованої потужності визначалася по залежності:

$$N_{\gamma} = L_T \omega_T,$$

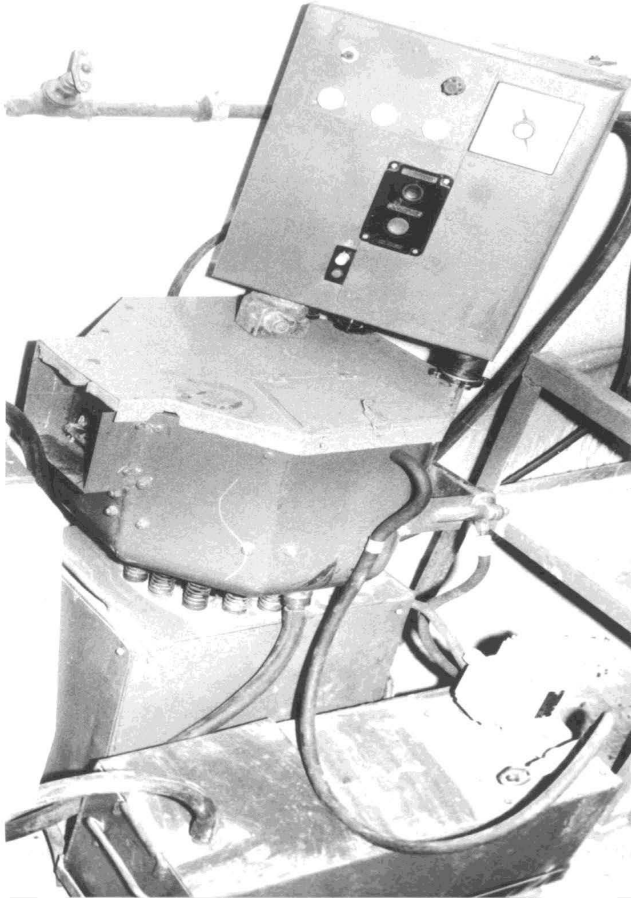
де ω_T - кутова швидкість обертання водила.



Малюнок 3.35 - Загальний вигляд вібраційної машини VM – 09 – 5,0

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Об'єм контейнера, дм ³	5,0;
Час обробки однієї партії деталей, год.	0,2-10,0;
Частота коливань контейнера, Гц	48;
Амплітуда коливань контейнера, мм	0-6,0;
Живлення – мережа трифазного змінного струму напругою, В	380;
Потужність електродвигуна, кВт	0,5;
Об'єм бака для робочої рідини, дм ³	12,0;
Габаритні розміри, мм	500x500x600.



Малюнок 3.36 - Загальний вигляд вібраційної машини VM – 07 – 15,0

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

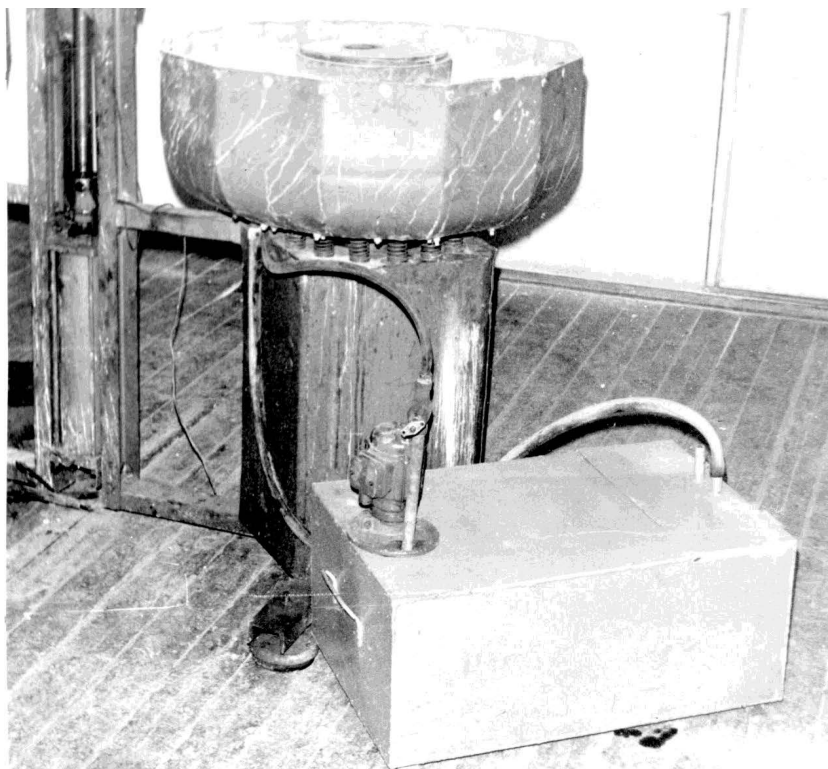
Об'єм контейнера, дм ³	15;
Час обробки однієї партії деталей, год.	0,2-10,0;
Час розвантаження, год.	0,02-0,1;
Частота коливань контейнера, Гц	24;
Амплітуда коливань контейнера, мм	0-6,0;
Живлення: – мережа трифазного змінного струму напругою, В	380;
- пневмережа тиском, Мпа	0,6;
Потужність електродвигуна, кВт	0,75;
Об'єм бака для робочої рідини, дм ³	60;
Габаритні розміри, мм	540x540x775.



Малюнок 3.37 - Загальний вигляд вібраційної машини ВМ – 06 – 50

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Об'єм контейнера, дм ³	50;
Час обробки однієї партії деталей, год.	0,2-10,0;
Час розвантаження, год.	0,02-0,1;
Частота коливань контейнера, Гц	24;
Амплітуда коливань контейнера, мм	0-6,0;
Живлення: – мережа трифазного змінного струму напругою, В	380;
- пневмережа тиском, Мпа	0,6;
Потужність електродвигуна, кВт	1,1;
Об'єм бака для робочої рідини, дм ³	120;
Габаритні розміри, мм	940x940x975.



Малюнок 3.38 - Загальний вигляд вібраційної машини VM – 08 – 100

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Об'єм контейнера, дм ³	100;
Час обробки однієї партії деталей, год.	0,2-10,0;
Час розвантаження, год.	0,02-0,1;
Частота коливань контейнера, Гц	24;
Амплітуда коливань контейнера, мм	0-6,0;
Живлення: – мережа трифазного змінного струму напругою, В	380;
- пневмережа тиском, Мпа	0,6;
Потужність електродвигуна, кВт	1,5;
Об'єм бака для робочої рідини, дм ³	160;
Габаритні розміри, мм	1040x1040x1075.

Результати дослідження наведені в таблиці 3.4. В таблиці прийняті наступні позначення:

N_P - потужність, розсіяна в технологічному завантаженні;

$N_{ЗМ}$ - потужність, споживана завантаженою вібраційною машиною;

$N_{ВУ}$ - відносна величина утилізованої потужності, що рівна:

$$N_{ВУ} = (N_V / N_P) 100\%.$$

M_3 - маса технологічного завантаження;

$N_{PУ}$ - питома потужність, що розсіюється в технологічному завантаженні;

$N_{ВД}$ - відносна величина розсіяної потужності, що дорівнює:

$$N_{ВД} = (N_P / N_{ЗМ}) 100\%.$$

Таблиця 3.4 - Результати досліджень розсіяної в технологічному завантаженні потужності

Вібраційна машина	Позначення	Одиниця вимірювання	Робоче середовище							
			КД-20	БШК	ШФ-6	RM-E	ПТ-10	ПТ-20	RM-Z	ШС-8
М-09-5	M_3	кг	3,60	4,72	5,28	5,60	6,04	6,20	7,60	17,8
	$N_{PУ}$	Вт/кг	8,70	7,50	7,60	8,00	6,80	7,30	7,60	4,00
	$N_{ВД}$	%	10,8	10,0	11,0	13,2	10,0	10,7	10,8	17,5
ВМ-08-15	M_3	кг	9,00	11,8	13,2	14,0	15,1	15,5	19,0	44,5
	$N_{PУ}$	Вт/кг	4,40	4,20	4,20	3,80	3,60	3,50	3,50	2,60
	$N_{ВД}$	%	13,3	16,1	17,5	16,1	17,5	17,5	18,0	30,7
ВМ-06-60	M_3	кг	36,0	47,2	52,8	56,0	60,4	62,0	76,0	178,0
	$N_{PУ}$	Вт/кг	4,90	4,70	4,30		4,60	4,50		3,10
	$N_{ВД}$	%	19,3	25,0	25,5		29,8	29,8		39,4
ВМ-04-100	M_3	кг	72,0	94,4	106,0		120,8	124,0		356,0
	$N_{PУ}$	Вт/кг		3,80	3,60		3,70	2,60		3,60
	$N_{ВД}$	%		29,9	35,8		34,6	34,8		48,5
	$N_{ВУ}$	%		19,3	10,6		14,5	15,1		8,20

Як видно з таблиці 3.4, при зростанні питомої ваги завантаження, питома потужність, розсіяна в одиниці ваги завантаження, зменшується, хоча при цьому відносна величина розсіяної потужності зростає. Збільшення частоти обертання приводного вала вібромашини, приблизно в два рази, супроводжується зростанням майже в два рази питомої потужності, розсіяної в технологічному завантаженні. Величина відносної утилізованої потужності, як правило, зростає при зростанні характерних розмірів гранул робочого середовища.

Результати досліджень використовувалися при розробці пристроїв для утилізації кінетичної енергії циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах вібраційних машин з метою її перетворення для привода допоміжного шпindelно-планетарного руху оброблюваних деталей [43, 44].

3.5 Побудова математичної моделі технічної системи, що складається з вібраційної машини, робочого середовища та оброблюваної деталі, що встановлена на підвісі

При розрахунку та проектуванні приводів допоміжних рухів деталей, що піддаються вібраційній шпindelно-планетарній обробці, в яких як джерело енергії використовується утилізована кінетична енергія циркуляційного руху робочого середовища, необхідно знати залежність зусилля, що виникає при зануренні, під впливом якого деталь переміщається вздовж кільцевої осі тороподібного контейнера (в напрямку транспортуючого руху робочого середовища), від конструктивних параметрів вібраційних машин, технологічних режимів обробки, фізико-механічних властивостей робочого середовища, розмірів, форми та матеріалу оброблюваних деталей.

На технічну систему, що складається з вібраційної машини, робочого середовища та оброблюваної деталі, впливає безліч факторів, до яких можна віднести: кутову швидкість обертання дебалансного вала, статичні моменти верхнього й нижнього дебалансних вантажів, кут розвороту дебалансних

вантажів, відстань дебалансних вантажів від центру мас контейнера, маса та розміри контейнера, фізико-механічні властивості робочого середовища, розміри, форма та матеріал оброблюваних деталей тощо. Аналітичне визначення величини вказаного зусилля важко вирішуване внаслідок малої вивченості механізму взаємодії віброуючої робочої поверхні тороподібного контейнера з гранулами робочого середовища, поведінки робочого середовища під впливом вібраційного поля, а також механізму взаємодії потоку циркуляційного руху робочого середовища з оброблюваною деталлю.

Вивчення впливу вище перелічених чинників на динаміку роботи досліджуваної технічної системи, якщо обмежиться проведенням однофакторних експериментів, становить великі проблеми, оскільки необхідно провести дуже багато експериментів. Обсяг роботи можна значно скоротити, використовуючи способи матричного планування експериментів.

Аналізуючи вищенаведені чинники з погляду їхнього впливу на величину цього зусилля, можна зупинитися на п'яти основних чинниках. Таким чином, при побудові математичної моделі досліджуваної технічної системи використовуємо активний інтерполяційний багатофакторний експеримент по центральному композиційному рототабельному плану виду 2^{5-1} [12].

Як критерій оптимізації вибираємо обертовий момент на водилі L_T (див. мал. 3.18), вертикальна вісь обертання якого збігалася з вертикальною віссю непрацюючого тороподібного контейнера вібраційної машини. До водила кріпляться вертикальні пластини, що моделюють занурювані, в робоче середовище, деталі. Під впливом напору циркуляційного руху робочого середовища на пластини на воді виникає обертовий момент, що вимірюється за допомогою динамометра ДПУ-002-2 ГОСТ-13837-68. Величина обертового моменту на водилі визначається за залежністю (3.34).

При визначенні діапазонів варіювання факторів виходимо з умови, щоб будь-яке поєднання факторів у, передбачених планом експерименту, діапазонах було можливо реалізувати. З цієї метою проведені пошукові експерименти для визначення областей, у яких необхідні поєднання рівнів факторів були

реалізовані. В результаті проведених пошукових експериментів для кожного фактора встановлено такі значення: X_{i0} – основний рівень фактора; X_{imax} , X_{imin} – верхній та нижній рівні фактора; $2X_{imax}$, $2X_{imin}$ – зоряні верхній та нижній рівні фактора; ΔX_i – інтервал варіювання.

Усі виділені чинники - це розмірні величини, що мають різні розмірності, а числа величин чинників мають різні порядки. Тому проводилося кодування факторів, що є лінійним перетворенням факторного простору [12]. Кодування здійснювалося за такою формулою:

$$Z_i = (X_i - X_{i0}) / \Delta X_i \quad (3.38)$$

Встановлено такі значення рівнів факторів в умовному масштабі: верхній +1; середній 0; нижній – 1; зоряний верхній + 2; зоряний нижній -2.

Основні рівні, інтервали варіювання та межі області експериментальних досліджень представлені у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 - Справжні значення факторів та рівні їх варіювання

Фактори				Рівні варіювання факторів					
№	Назва	Позна-чення	Одиниця вимірюв.	Інтервал варіюван.	+2	+1	0	-1	-2
Z ₁	Кутова швидкість приводного вала	ω_b	с ⁻¹	21,0	178,0	157,0	136,0	115,0	94,0
Z ₂	Статичний момент верхнього дебаланса	S_b	Н·м	0,11	1,34	1,23	1,12	1,01	0,90
Z ₃	Статичний момент нижнього дебаланса	S_n	Н·м	0,11	1,34	1,23	1,12	1,01	0,90
Z ₄	Кут розвороту дебалансів	α	рад.	$\pi/6$	$5\pi/6$	$2\pi/3$	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/6$
Z ₅	Плаща пластини	S_n	м ²	0,018	0,108	0,090	0,072	0,054	0,036

При складанні матриці планування експерименту використано співвідношення $Z_5 = Z_1 Z_2 Z_3 Z_4 Z_5$, а зіркове плече прийнято рівним 2. Матриця планування і результати експерименту наведені в табл. 3.6.

Число повторень t кожного планового експерименту для забезпечення необхідної точності та надійності експериментальних даних було рівним 6.

При складанні матриці планування експерименту використано співвідношення $Z_5 = Z_1 Z_2 Z_3 Z_4 Z_5$, а зіркове плече прийнято рівним 2. Матриця планування і результати експерименту наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 - Матриця планування та результати експерименту

№ досліджу	Планування					Параметри оптимізації							
	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅	y ₆	\bar{y}	\hat{y}
1	+1	+1	+1	+1	+1	107,44	109,8	109,8	107,91	108,61	108,32	108,53	108,30
2	-1	+1	+1	+1	-1	67,81	68,03	68,07	67,21	67,34	67,55	67,85	67,77
3	+1	-1	+1	+1	-1	70,05	69,41	70,38	70,46	69,88	69,71	69,98	69,67
4	-1	-1	+1	+1	+1	68,84	69,34	69,11	68,54	68,94	68,66	68,91	68,71
5	+1	+1	-1	+1	-1	61,63	61,83	61,07	60,31	60,47	60,54	60,97	60,62
6	-1	+1	-1	+1	+1	72,90	72,31	72,97	73,04	73,08	72,66	72,83	72,75
7	+1	-1	-1	+1	+1	93,06	93,21	92,89	92,97	92,81	93,01	92,99	92,54
8	-1	-1	-1	+1	-1	41,36	41,44	41,03	41,21	40,97	40,99	41,17	40,74
9	+1	+1	+1	-1	-1	50,89	50,08	50,21	50,11	50,37	50,17	50,31	50,00
10	-1	+1	+1	-1	+1	71,42	71,01	71,34	71,29	71,11	71,09	71,21	71,14
11	+1	-1	+1	-1	+1	60,84	61,02	60,88	60,77	61,12	61,17	60,97	60,96
12	-1	-1	+1	-1	-1	19,22	49,01	48,97	48,76	48,91	49,04	48,99	48,88
13	+1	+1	-1	-1	+1	65,80	64,86	64,92	64,83	64,88	64,98	65,05	64,96
14	-1	+1	-1	-1	-1	49,94	49,37	49,44	49,01	49,04	49,17	49,33	49,12
15	+1	-1	-1	-1	-1	40,96	40,13	40,28	40,21	40,18	40,07	40,31	40,20
16	-1	-1	-1	-1	+1	56,03	55,34	55,01	55,84	55,38	55,03	55,44	55,08
17	-2	0	0	0	0	47,16	47,24	47,08	47,03	47,31	47,48	47,22	47,16
18	+2	0	0	0	0	66,38	66,01	65,84	65,59	65,09	65,08	65,66	65,28
19	0	-2	0	0	0	70,04	69,84	69,34	69,02	69,13	69,04	69,41	69,12
20	0	+2	0	0	0	86,02	85,93	85,82	85,51	85,54	85,63	85,70	85,72
21	0	0	-2	0	0	70,03	69,37	69,48	69,01	69,12	69,07	69,35	69,06
22	0	0	+2	0	0	86,08	86,08	85,88	85,61	85,52	85,71	85,80	85,78
23	0	0	0	-2	0	43,98	43,31	43,11	43,16	43,58	43,48	43,44	43,24
24	0	0	0	+2	0	77,56	77,14	77,01	76,77	76,54	76,48	76,92	76,80
25	0	0	0	0	-2	44,00	43,86	43,54	43,08	43,14	43,26	43,28	43,20
26	0	0	0	0	+2	85,07	84,86	84,34	84,13	84,08	84,33	84,47	84,20
27	0	0	0	0	0	81,11	81,71	81,58	81,01	81,03	81,49	81,32	81,06
28	0	0	0	0	0	81,13	81,11	81,17	81,04	81,21	81,38	81,17	81,06
29	0	0	0	0	0	81,16	81,04	81,09	81,34	81,47	81,34	81,24	81,06
30	0	0	0	0	0	81,14	81,34	81,03	81,08	81,35	81,16	81,18	81,06
31	0	0	0	0	0	81,18	81,27	81,09	81,12	81,27	81,29	81,20	81,06
32	0	0	0	0	0	81,12	81,31	81,27	81,13	81,08	81,09	81,17	81,06

Число повторень m кожного планового експерименту для забезпечення необхідної точності та надійності експериментальних даних було рівним 6.

Для побудови математичної моделі досліджуваної технічної системи використаний поліном другого порядку, що дозволяє найбільш точно апроксимувати поверхню відгуку квадратичним рівнянням регресії, яке в кодованій системі координат має вигляд:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i Z_i + \sum_{i=1}^k b_{ij} Z_i Z_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} Z_i^2 + \dots, \quad (3.39)$$

Коефіцієнти рівняння регресії (3.39) визначені залежно [17]:

$$b_0 = 0,1591 \sum_{i=1}^N y_i - 0,0341 \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^N Z_{ij}^2 y_{ij};$$

$$b_i = 0,0417 \sum_{i=1}^N Z_{ij} y_{ij};$$

$$b_{ij} = 0,0625 \sum_{i=1}^N Z_{ij} Z_{iu} y_i; u \neq i;$$

$$b_{ij} = 0,0312 \sum_{i=1}^N Z_{ij}^2 y_i + 0,028 \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^N Z_{ij}^2 y_i - 0,0341 \sum_{i=1}^N y_i;$$

де N – число дослідів у плані;

k – число незалежних факторів;

$\sum_{i=1}^N y_i$ – сума всіх значень відгуків;

$\sum_{i=1}^N Z_{ij}^2 y_i$ – сума всіх відгуків, що формують коефіцієнт при відповідних

квадратичних членах рівняння;

$\sum_{i=1}^N Z_{ij} y_i$ – сума всіх відгуків, що формують коефіцієнт при відповідних

лінійних членах рівняння;

$\sum_{i=1}^N Z_{ij} Z_{iu} y_i$ – сума всіх відгуків, що формують коефіцієнт при відповідних

ефектах взаємодії.

Рівняння поверхні відгуку (3.39) після визначення коефіцієнтів регресії має вигляд:

$$\begin{aligned} \hat{y} = & 81,06 + 4,53Z_1 + 4,15Z_2 + 4,18Z_3 + 8,39Z_4 + 10,25Z_5 - \\ & - 1,64Z_1Z_2 - 0,55Z_1Z_3 + 5,54Z_1Z_4 + 2,73Z_1Z_5 + 1,79Z_2Z_3 + \\ & + 0,39Z_2Z_4 + 0,70Z_2Z_5 + 1,48Z_3Z_4 - 1,33Z_3Z_5 + 2,26Z_4Z_5 - \\ & - 6,21Z_1^2 - 0,91Z_2^2 - 0,91Z_3^2 - 5,28Z_4^2 - 4,34Z_5^2. \end{aligned} \quad (3.40)$$

Відповідно до вимог регресійного аналізу правильна обробка та використання результатів експериментальних досліджень можливі лише в разі, коли дисперсії вимірювань функції відгуку в кожній точці дослідження однакові, тобто, при однорідності дисперсій.

Перевірка однорідності вибірових дисперсій проводилася за критерієм Кохрена, для цього визначали дисперсії дослідів.

$$S_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{n=1}^m (y_m - \bar{y}_i)^2. \quad (3.41)$$

Серед розрахованих за формулою (3.34) оцінок знаходили найбільшу S_{imax}^2 , потім розраховували відношення найбільшої оцінки дисперсії до всіх оцінок дисперсій:

$$G_P = \frac{S_{i\text{max}}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2}. \quad (3.42)$$

Потім за спеціальними таблицями [12] знаходили критичне відношення G_K і порівнювали його з розрахованим за формулою (3.35). Якщо $G_P < G_K$ - то дисперсії однорідні, в іншому випадку – неоднорідні, тому експерименти, що відповідають неоднорідним дисперсіям варто повторити, збільшивши при цьому число повторень m для кожного дослідження.

Перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії (3.33) проводилася за допомогою критерію Стьюдента:

$$t_{ip} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}^2}.$$

де $|b_i|$ - абсолютне значення коефіцієнта регресії;

S_{bi}^2 – середньоквадратичне відхилення похибки визначення коефіцієнта.

Дисперсія похибок визначення коефіцієнтів квадратичної регресії в ортогональному центральному композиційному плануванні визначалася для кожного коефіцієнта окремо за залежностями [12]:

$$S_{b_0}^2 = 0,1591 S_{\text{відг}}^2;$$

$$S_{b_i}^2 = 0,0417 S_{\text{відг}}^2;$$

$$S_{ij}^2 = 0,625 S_{\text{відг}}^2;$$

$$S_{bij}^2 = 0,034 S_{\text{відг}}^2.$$

Розрахункове значення критерію t_{ip} порівнювалося із критичним t_k , яке вибиралося за таблицями [12]. Якщо $t_{ip} > t_k$ - то коефіцієнт вважався значущим, інакше коефіцієнт вважався статистично незначущим. Незначні коефіцієнти відкидалися без перерахунку інших коефіцієнтів. Після відкидання незначних коефіцієнтів рівняння (3.33) має вигляд:

$$\hat{y} = 81,06 + 4,53Z_1 + 4,15Z_2 + 4,18Z_3 + 8,39Z_4 + 10,25Z_5 + 5,54Z_1Z_4 + \\ + 2,73Z_1Z_5 + 1,79Z_2Z_3 + 2,26Z_4Z_5 - 6,21Z_1^2 - 5,28Z_4^2 - 4,34Z_5^2. \quad (3.43)$$

Перевірка адекватності отриманої математичної моделі даним експерименту проводилася з допомогою критерію Фішера. Для чого визначали дисперсію адекватності S_a .

Потім визначали розрахункову величину f_e критерію Фішера:

$$f_e = 4,512 / 3,076 = 1,467.$$

Отримана таким чином розрахункова величина критерію Фішера, порівнювалася з критичним значенням критерію f_T при відповідних степенях свободи $f_1 = 19$ і $f_2 = 160$ і рівні значимості $q = 0,05$. Критичне значення критерію дорівнює: $f_T = 1,8$.

Модель адекватна, тому що $f_e < f_T$.

Для забезпечення практичних розрахунків та інтерпретації встановлених закономірностей у рівняння (3.38) необхідно запровадити іменовані величини:

$$Z_1 = (\omega_B - 136)/21; \quad Z_2 = (S_B - 1,12)/0,11; \\ Z_3 = (S_H - 1,12)/0,11; \quad Z_4 = (\alpha - \pi/2)/(\pi/6). \\ Z_5 = (S_D - 0,072)/0,018; \quad (3.44)$$

Отриману математичну модель можна використовувати для розрахунку приводів примусового руху деталей, що обробляються, при вібраційній шпіндельно-планетарній обробці.

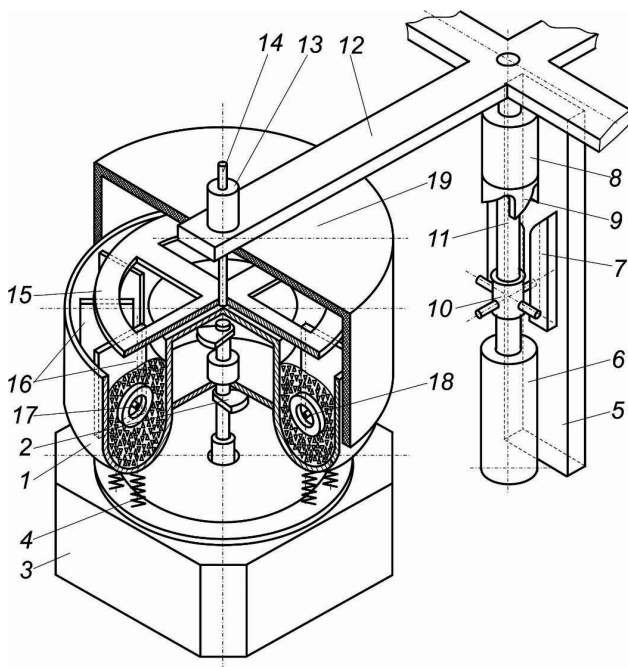
За допомогою активного багатофакторного інтерполяційного експерименту побудована математична модель технічної системи, що складається з вібраційної машини, робочого середовища та оброблюваної деталі, що встановлена на підвісці. Перевірка адекватності отриманої математичної моделі за допомогою критерію Фішера підтвердила її придатність для практичних розрахунків при проектуванні приводів примусових рухів деталей, що обробляються.

3.6 Дослідження технологічних параметрів установки для вібраційної обробки легко пошкоджуваних деталей кільцевого типу

З використанням результатів теоретичних і експериментальних досліджень та інженерної методики розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбуджувачем була спроектована й виготовлена установка 2ВМ-04-100 для вібраційної обробки легкопошкоджуваних деталей кільцевого типу. Віброустановка пройшла промислові випробування в сепараторному цеху ПОГПЗ-18 при обробці латунних сепараторів підшипників, де і введена.

Установка 2ВМ-04-100 для вібраційної обробки легкопошкоджуваних деталей кільцевого типу складається (див. мал. 3.39) з тороподібного контейнера 1, оснащеного віброприводом 2 і встановленого на рамі 3 за допомогою амортизаторів 4. На деякій відстані від контейнера розміщений підйнятно-поворотний механізм, що складається з вертикальної опори 5 із установленими на ній: пневмоциліндром 6, напрямними 7, косою 8 і утримуючої 9 втулками. На штоку пневмоциліндра 6 на шарнірній опорі встановлені штифти 10, що жорстко кріпляться до штанги 11, яка вільно ковзає в утримуючій втулці 9. На верхньому кінці штанги 11 жорстко прикріплена траверса 12, на кожному кінці якої за допомогою шарнірів 13 встановлена вертикальна вісь 14. До нижнього кінця

вертикальної осі 14 кріпиться водило 15, що має форму плоского кільця із середнім діаметром, що дорівнює середньому діаметру тороподібного контейнера 1. Знизу до водила 15 жорстко прикріплені вертикальні роздільні пластини 16, а також дуги 17, на яких вільно підвішуються оброблювані деталі 18. Водило з роздільними пластинами й деталями зверху закривається шумопоглинаючою кришкою 19, яка в нижньому положенні піднімального механізму закриває зверху й тороподібний контейнер 1.

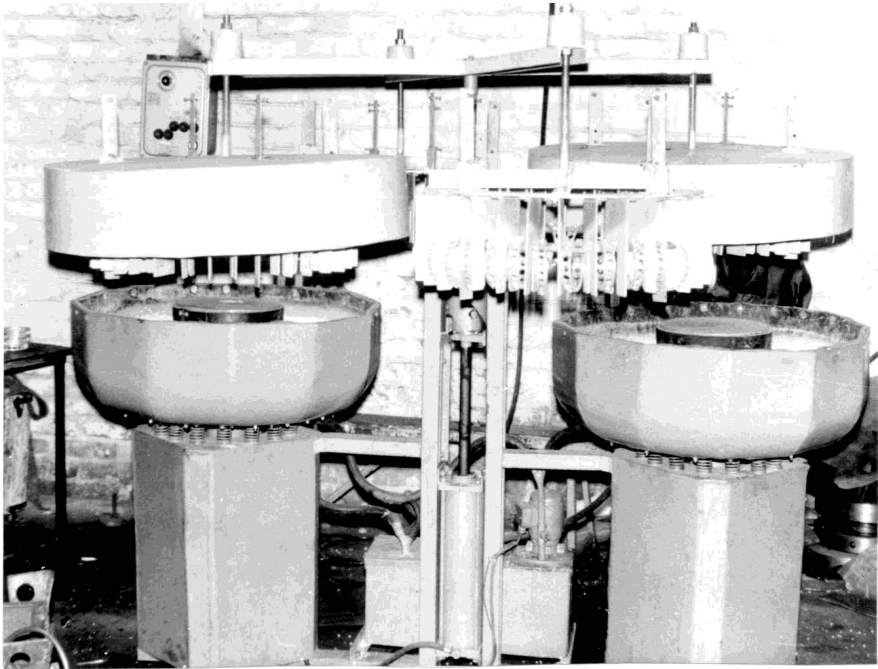


Малюнок 3.39 - Конструктивна схема установки для вібраційної обробки легкопошкоджуваних деталей кільцевого типу 2ВМ-04-100: 1 – тороподібний контейнер; 2 – відцентровий віброзбуджувач; 3 – рама; 4 – пружні елементи; 5 – вертикальна опора; 6 пневмоциліндр; 7 – напрямні; 8 – утримуюча втулка; 9 – коса втулка; 10 – штифти; 11 – штанга; 12 – траверса; 13 – шарнір; 14 – вертикальна вісь; 15 – водило; 16 – роздільні пластини; 17 – дуги; 18 – оброблювані деталі; 19 – шумопоглинаюча кришка

Вібраційна машина працює наступним чином. При включенні віброприводів контейнерів 1 робоче середовище, перемішуючись, починає здійснювати циркуляційний рух уздовж кільцевої осі тороїда й навколо неї, захоплюючи при цьому роздільні пластини й деталі, що встановлені на водилах, які знаходяться над контейнерами. Обертання водила з оброблюваними деталями забезпечується тиском завантаження на роздільні пластини, оскільки їхня сумарна парусність на порядок більше парусності деталей, тому оброблювані деталі не притискаються до пластин, а обтікаються завантаженням з обох боків і знаходяться приблизно посередині між роздільними пластинами. Деталі разом з роздільними пластинами й водилами здійснюють обертання уздовж середніх діаметрів контейнерів, одночасно обертаючись навколо дуг.

При цьому утвориться вільний доступ певної кількості часток робочого середовища до всіх оброблюваних поверхонь деталей і виключається їхнє взаємне зіткнення, що забезпечує рівномірність і високу якість віброобробки. Після закінчення циклу обробки виключається пневмоциліндр і водила разом з деталями витягаються з контейнера. При досягненні визначеної висоти підйому штифти набігають на косу втулку й змушують штангу разом із траверсою, водилами й деталями повертатися на кут, близький до 165° . При цьому водила з оброблюваними деталями переміщуються на позицію завантаження-вивантаження, а водила з новою партією деталей устанавлюються над контейнерами. Після цього пневмоциліндр виключається й траверса з водилами й деталями починає опускатися під дією власної ваги, при цьому штифти набігають на скошену ділянку напрямних і змушують штангу 10 разом із траверсою, водилами й деталями повернутися до кута 180° . При подальшому опусканні штифти знаходяться між напрямними, що забезпечує опускання водила разом з деталями чітко вздовж вертикальної осі тороподібного контейнера. Коли деталі зануряться в робоче середовище, починається процес їх віброобробки, в той же час з водил, що знаходяться на позиції завантаження-вивантаження, роблять заміну оброблених деталей на необроблені.

При необхідності пристрій може комплектуватися двома чи більше пружно встановленими й оснащеними віброприводами тороподібними контейнерами, що розміщуються рівномірно по колу, з урахуванням розташування зон завантаження й вивантаження, в центрі якого встановлюється підйомно-поворотний механізм із багатопроменевою траверсою, що обслуговує одночасно всі контейнери. Загальний вид установки представлений на мал. 3.40.



Малюнок 3.40 - Загальний вигляд установки для вібраційної обробки легкопошкоджуваних деталей кільцевого типу ВМ – 08 – 100

Установка має таку технічну характеристику:

Кількість контейнерів, шт.	2;
Об'єм одного контейнера, дм ³	100;
Час обробки однієї партії деталей, год.	0,2-10,0;
Кількість підвісок для оброблюваних деталей, шт.	4;
Кількість одночасно оброблюваних деталей, шт.	64;

Частота коливань контейнера, Гц	12,8;
Амплітуда коливань контейнера, мм	0-6,0;
Живлення: – мережа трифазного змінного струму напругою, В	380;
- пневмережа тиском, Мпа	0,6;
Потужність електродвигунів, кВт	2x1,5;
Об'єм бака для робочої рідини, дм ³	240;
Габаритні розміри, мм	2375x2375x1500/1850;
Маса, кг	1350.

Промислові випробування віброустановки 2ВМ-04-100 в умовах сепараторного цеху ПОГПЗ-18 при обробці латунних сепараторів підшипників кочення показали, що вона дозволяє збільшити продуктивність праці у вісім разів при більш високій якості обробки та роботі в автоматизованому режимі. Сепаратори підшипників після токарної, свердлильної та розточувальної механічних обробок оброблялися серед фарфорових кульок діаметром 6 мм.

Зовнішній вигляд латунних сепараторів підшипників кочення, які піддавались віброабразивній обробці зображений на малюнку 3.41.



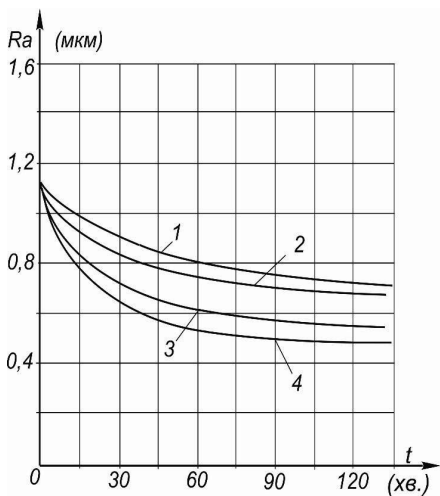
Малюнок 3.41 - Зовнішній вигляд латунних сепараторів підшипників кочення, які піддавались віброабразивній обробці

З отриманих залежностей величини шорсткості поверхні Ra латунних сепараторів підшипників від часу обробки при різних ступенях їх занурення в робоче середовище (див. мал. 3.42) можна зробити висновок, що на якість обробки певний вплив має орієнтація потоку циркуляційного руху робочого

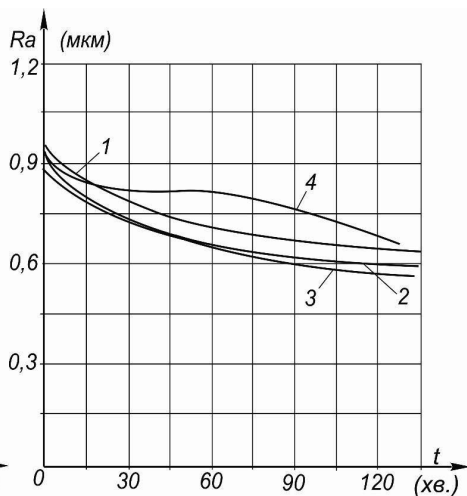
середовища. Шорсткість поверхонь сепаратора зовнішнього циліндра, внутрішнього циліндра, торців та гнізд під тіло кочення вимірювалася за допомогою профілометра "Сутронік-2".

Як видно із мал. 3.42, в перші 30-40 хв. обробки відбувається інтенсивне зниження R_a , а потім зниження сповільнюється. Це можна пояснити тим, що на початку з поверхні сепаратора знімаються високі виступаючі гребінці нерівностей, надалі на поверхні сепаратора залишаються невеликі гребінці мікро-нерівностей, видалення яких вимагає значного часу. При збільшенні ступеня занурення сепаратора в робоче середовище, інтенсивність зменшення нерівностей (зменшення шорсткості поверхні за одиницю часу), як правило, так само зростає, це пов'язано із тим, що в нижніх зонах контейнера утворюється більший динамічний напір (див. мал. 34), а, отже, більш інтенсивне видалення гребінців мікронерівностей. Ступінь занурення сепаратора в робоче середовище визначався за положенням центральної осі сепаратора щодо висоти стовпа робочого середовища.

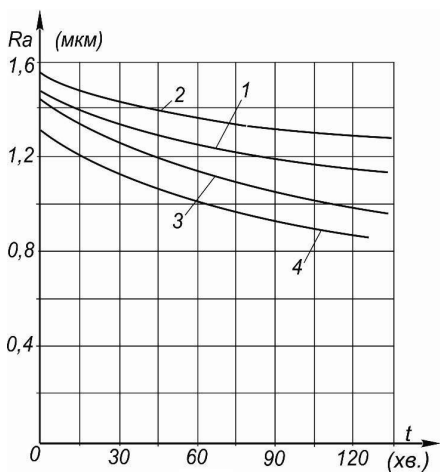
Зазначена вище залежність виконується не завжди, наприклад, при обробці гнізд під тіло кочення і занурення сепаратора 1/2 висоти стовпа робочого середовища, інтенсивність зменшення R_a була більша, ніж при зануренні сепаратора на 3/4 висоти стовпа середовища (див. мал. 3.42 г). Це можна пояснити тим, що на процес видалення гребінців мікронерівності впливає також і відносна швидкість гранул робочого середовища та сепаратора (див. розділ 1). Вільна підвіска сепараторів на дугах дозволяє їм рухатися під впливом напору циркуляційного руху робочого середовища, в даному випадку обертатися навколо дуг під впливом перемішувального руху робочого середовища. Так при верхньому положенні сепаратора, він обертається назустріч перемішувальному руху робочого середовища (перекочування тіл по середовищі), при зануренні на 3/4 висоти стовпа середовища - в напрямку перемішувального руху. У проміжках між цими крайніми положеннями відбувається сповільнення швидкості обертання сепаратора і зміна її на протилежну.



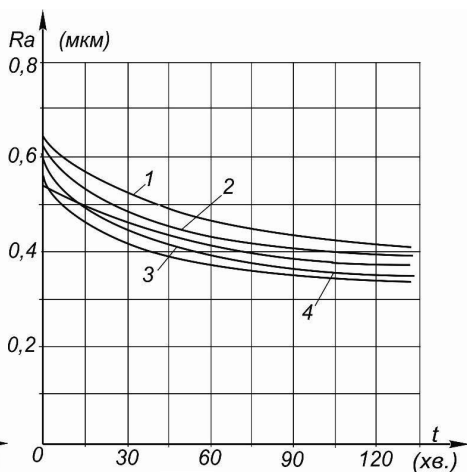
а)



б)



в)

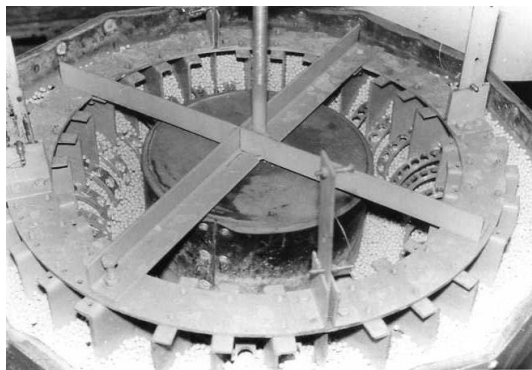


г)

Малюнок 3.42 – Залежність шорсткості поверхонь латунних сепараторів від часу віброобразивної обробки при різних ступенях їх занурення в робоче середовище: 1 – у верхньому положенні; 2 – на $\frac{1}{4}$ висоти завантаження; 3 – на $\frac{1}{2}$ висоти завантаження; 4 – на $\frac{3}{4}$ висоти завантаження: а) – внутрішня циліндрична поверхня; б) - зовнішня циліндрична поверхня; в) – торцева поверхня, г) гніздо під тіло кочення

Відносна швидкість гранул робочого середовища й латунного сепаратора буде максимальною, за умови коли сепаратор майже не обертається навколо дуг, тобто, при його зануренні на 1/2 висоти стовпа обробної середовища.

Розміщення латунних сепараторів підшипників під час їх віброабразивної обробки в ході експериментальних випробувань приведені на мал. 3.43.



Малюнок 3.43 - Розміщення латунних сепараторів підшипників під час їх віброабразивної обробки в ході експериментальних випробувань

В результаті проведених випробувань встановлено, що найкращі результати вібраційної обробки отримані за наступних її режимів: амплітуда коливань 3-4 мм; частота коливань 24 Гц; у середовищі фарфорових кульок.

При цьому кількість деталей, що одночасно оброблялися, склала 64 шт., а поставлена технологічна мета досягалася після закінчення 15 хвилин обробки.

3.7 Дослідження технологічних параметрів установки для вібраційної шпіндельно-планетарної обробки деталей

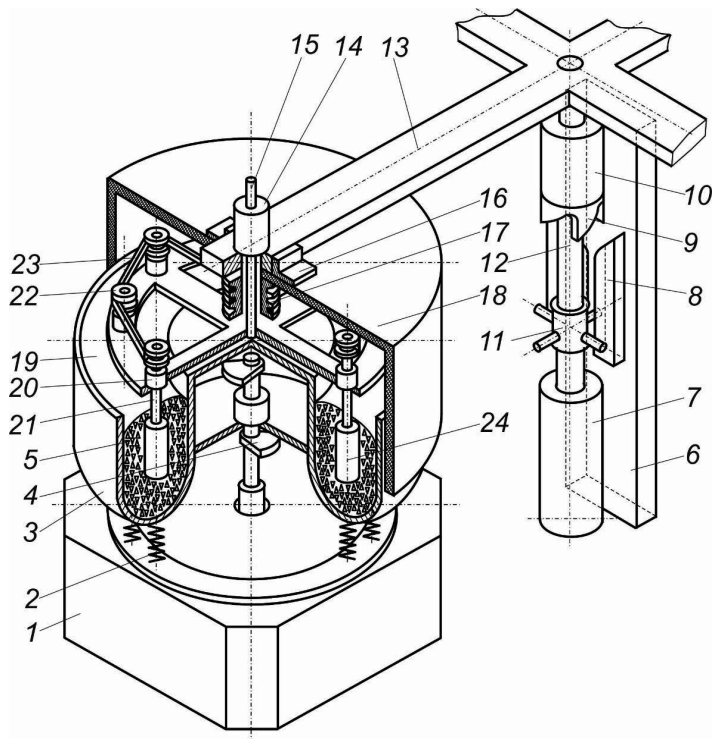
На основі теоретичних і експериментальних досліджень, при використанні інженерної методики розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбуджувачем була спроектована й виготовлена установка для вібраційної шпіндельно-планетарної обробки деталей. Для привода допоміжних рухів

оброблюваних деталей використовується утилізована енергія циркуляційного руху робочого середовища.

Принципова схема установки для вібраційної шпindelно-планетарної обробки представлена на мал. 3.44. Установка складається з 2 тороподібних вібраційних машин і карусельного маніпулятора, на якому встановлюється чотири підвіски для оброблюваних деталей із пристроями для надання останнім примусового планетарного руху. Вібраційні машини містять: раму 1, на якій за допомогою пружних елементів 2 встановлюються тороподібні контейнери 3 з електромеханічним приводом і відцентровим віброзбуджувачем 4, заповнювані робочим середовищем 5. Карусельний маніпулятор, встановлений посередині між вібраційними машинами, складається з вертикальної стійки 6 із прикріпленими до неї: пневмоциліндром 7, напрямними 8, коронної 9 і шарнірної 10 втулками. На штоку пневмоциліндра 7 за допомогою упорного підшипника встановлена пальцева хрестовина 11, що у свою чергу жорстко кріпиться до штанги 12, на верхньому кінці останньої жорстко встановлена хрестоподібна траверса 13, на кожному кінці якої знаходяться підвіски для оброблюваних деталей зі шпindelними пристроями. Підвіски встановлюються на траверсі 13 співвісно з вертикальною віссю тороподібного контейнера 3, за допомогою центрального шарніра 14 з вертикальною віссю 15. Крім того, до кожного кінця траверси 13 за допомогою кронштейна 16, кріпиться центральний нерухомий багатопасовий шків 17 і шумопоглинаючий ковпак 18, встановлені з зазором співвісно з центральним шарніром 14 і вертикальною віссю 15. До нижнього кінця останньої жорстко кріпиться водило 19, із установленими на ньому шпindelними пристроями для кріплення оброблюваних деталей. Шпindelні пристрої, у свою чергу, складаються із шарнірів 20 з вертикальними осями 21, до верхніх кінців яких кріпляться приводні шківні 22, зв'язані з центральним шківом 17 за допомогою ременів 23, а до нижнього - затискачі для кріплення оброблюваних деталей 24.

Пристрій працює наступним чином. При включенні віброприводів контейнерів останні починають коливатися по складній просторовій траєкторії,

у результаті чого окремі частки робочого середовища починають здійснювати мікропереміщення, що носять стохастичний характер, у той час, як усе середовище в цілому робить сумарний циркуляційний рух по спіральної траєкторії уздовж кільцевої осі тороїда й навколо неї.



Малюнок 3.44 - Конструктивна схема установки для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей ВШМ-05-100: 1 – рама; 2 – пружні елементи; 3 – тороподібний контейнер; 4 – відцентровий вібробуджувач; 5 – робоче середовище; 6 - вертикальна опора; 7 – пневмоциліндр; 8 – напрямні; 9 – коронна втулка; 10 – шарнірна втулка; 11 – пальцева хрестовина; 12 – штанга; 13 – траверса; 14 – центральний шарнір; 15 – центральна вісь; 16 – кронштейн; 17 – центральний шків; 18 – шумопоглинальний ковпак; 19 – водило; 20 - вертикальні осі; 22 – приводні шківів; 23 – паси; 24 - оброблювані деталі

Потік робочого середовища, що здійснює циркуляційний рух, створює динамічний напір, який діє на розміщені в середовищі деталі, встановлені на підвісках, що знаходяться над контейнерами. В результаті чого, з боку середовища на оброблювану деталь діє сила F_d , що викликана лобовим опором останньої. Аналогічна сила F_k діє і на деталі кріплення оброблюваної деталі до шпиндельних пристроїв, що знаходяться в потоці циркуляційного руху робочого середовища під час віброобробки.

Під впливом цих сил оброблювана деталь разом зі шпиндельними пристроями починає здійснювати рух уздовж кільцевої осі торіа, що викликає обертання водила навколо його вертикальної осі під впливом обертового моменту L_B , що дорівнює:

$$L_B = n_{Ш} (F_d + F_k) \frac{d_B}{2}, \quad (3.44)$$

де $n_{Ш}$ - кількість шпиндельних пристроїв з оброблюваними деталями;

d_B - діаметр водила.

Шпиндельні пристрої зв'язані за допомогою приводних шківів і пасів з центральним нерухомим багато-пасовим шківом і рухаються під напором циркулярного руху навколо нього, що призводить до обертання шпиндельних пристроїв навколо своїх вертикальних осей з кутовою швидкістю $\omega_{Ш}$ рівню:

$$\omega_{Ш} = \omega_{ВД} / i_{П}, \quad (3.45)$$

де $\omega_{ВД}$ - кутова швидкість обертання водила, що дорівнює:

$$\omega_{ВД} = 2v_d / d_B; \quad (3.46)$$

$i_{П}$ - передавальне число пасової передачі, що дорівнює:

$$i_{П} = d_{Ц} / d_n,$$

де $d_{Ц}$ - діаметр центрального шківа;

d_n - діаметр приводного шківа.

Обертання шпиндельних пристроїв можливе при дотриманні рівності:

$$L_B = n_{Ш} L_{Ш} i_{П} / \eta_{П}, \quad (3.47)$$

де $L_{Ш}$ - момент опору обертанню шпиндельного пристрою;

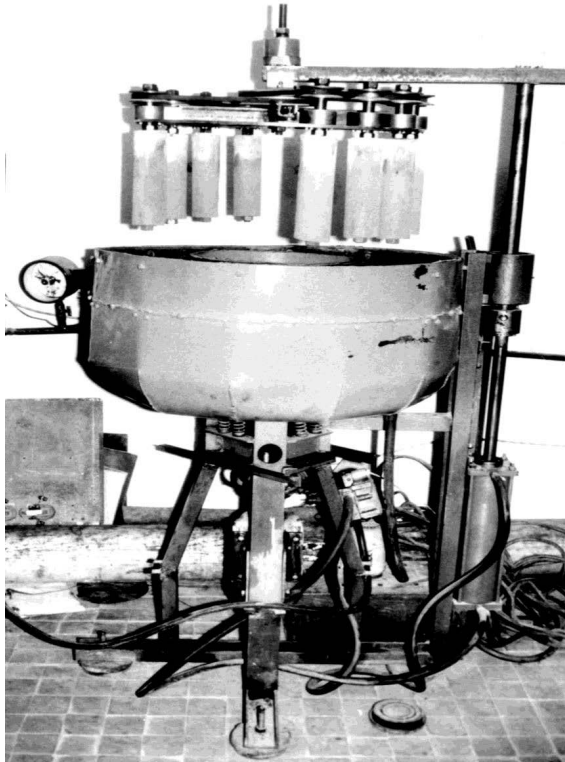
η_{II} - коефіцієнт корисної дії пасової передачі.

Для збільшення обертового моменту на водилі у пристрої передбачена можливість встановлення вертикальних вітрильних пластин, що кріпляться до водила й занурюються в робоче середовище з метою збільшення обертового моменту на водилі на величину моменту від сил лобового опору вищевказаних пластин. У процесі віброобробки шпindelьні пристрої обертаються навколо власних вертикальних осей і одночасно з водилом навколо центральної осі, тобто здійснюють планетарний рух. Одночасно, такий же рух здійснюють і прикріплені до них оброблювані деталі.

У процесі віброобробки деталі постійно повертаються і встановлюються під різними кутами до напрямку циркуляційного руху робочого середовища, чим забезпечується висока продуктивність і рівномірність обробки всіх ділянок зовнішньої поверхні деталей без їх перезакріплення. Після закінчення циклу обробки включається пневмоциліндр і його шток починає піднімати пальцеву хрестовину, штангу й хрестоподібну траверсу, при цьому підвіски разом із обробленими деталями витягаються з контейнерів. При досягненні визначеної висоти підйому пальцева хрестовина набігає на коронну втулку й змушує штангу разом із хрестоподібною траверсою повертатися на кут, близький до 75° . При цьому підвіски з обробленими деталями переміщуються на позиції завантаження-вивантаження, а підвіски з новою партією деталей устанавлюються над контейнерами. Після цього пневмоциліндр виключається й хрестоподібна траверса разом зі штоком і підвісками з деталями починає опускатися під дією власної ваги. В процесі опускання пальцева хрестовина набігає на скошену ділянку напрямних і змушує штангу разом із хрестоподібною траверсою повертатися до кута 90° . При подальшому опусканні пальці хрестовини знаходяться між напрямними, що забезпечує опускання водил підвіски разом з деталями чітко уздовж вертикальних осей контейнерів. При цьому деталі занурюються в робоче середовище й починається процес їх віброобробки. В той же час, на двох підвісках, що знаходяться на позиції

завантаження - вивантаження роблять заміну оброблених деталей на необроблені. Потім цикл обробки, при необхідності, повторюється.

Загальний вигляд установки представлений на мал. 3.45.



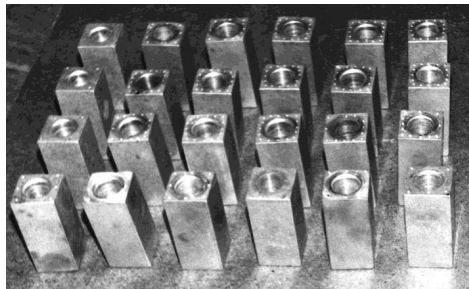
Малюнок 3.45 - Загальний вигляд установки для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей ВШМ-05-100

Установка має таку технічну характеристику:

- Кількість контейнерів, шт. 2;
- Об'єм одного контейнера, дм³ 100;
- Частота коливань контейнера, Гц 24;
- Амплітуда коливань, мм 0-6;
- Кількість підвісок для оброблюваних деталей, шт. 4;

Кількість шпиндельних пристроїв у підвіску, шт.	16;
Частота обертання підвіски навколо центральної осі, об/хв.	1 - 6;
Частота обертання шпиндельних пристроїв, об/хв.	2 - 10;
Час обробки однієї партії деталей, хв.	10 - 120;
Потужність електродвигунів, кВт	2x1,5;
Живлення: мережа трифазного струму, напругою, В	380;
пневмомережа, тиском, МПа	0,6;
Габаритні розміри, мм	2375x2375x1500/1850;
Маса, кг	1780.

Для визначення оптимальної величини передавального числа i_{II} пасової передачі було виготовлено кілька центральних шківів з різними діаметрами d_{II} . У якості оптимальної приймалася величина передавального числа i_{II} пасової передачі, відповідна найбільшому питомому металозніманню зі зразків, що закріплюються на шпиндельних пристроях установки. Зразки виготовлялися з алюмінієвого сплаву АЛ-8 у формі паралелепіпеда з розмірами 38x38x78 мм і отвором для їхнього кріплення до шпиндельних пристроїв. Для видалення гострих виступів і задирів від попередньої фрезерної обробки зразки оброблялися у віброустановці, в середовищі тригранних призм ПТ-10, при завантаженні "навалом" протягом 2 годин. Після чого зразки нумерувалися й зважувалися на вагах 2-го класу типу ВПКТ-500-М ДСТ19491-74. Зовнішній вигляд зразків зображений на мал. 3.46.



Малюнок 3.46 - Зовнішній вигляд зразків для віброобробки

Потім зразки встановлювалися на шпindelьні пристрої і піддавалися віброобробці протягом 2 годин після чого промивалися висушувалися й зважувалися для визначення кількості вилученого з поверхні металу.

Ці операції проводилися для центральних шківів з наступними розмірами діаметрів: 110 мм; 200 мм; 300 мм; 430 мм; 500 мм. При цьому замірялася також кутова швидкість обертання водила навколо центральної осі $\omega_{ВД}$ і визначалася кутова швидкість обертання шпindelьних пристроїв навколо власних осей $\omega_{Ш}$. У кожному експерименті використовувалося 6 зразків, знімання металу оцінювалося для кожного зразка, після чого вираховувалося середнє арифметичне значення. Результати експерименту зведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 - Залежність кількості металу вилученого з поверхні зразків від передавального числа пасової передачі

Передавальне число	i_{II}	Розмірність	1,1	2,0	3,0	4,3	5,0
Кутова швидкість водила	$\omega_{ВД}$	об/хв.	2,46	2,1	1,97	1,7	1,45
Кутова швидкість шпindelьних пристроїв	$\omega_{Ш}$	об/хв.	2,7	4,2	5,91	7,31	7,23
Кількість знятого металу	q_C	мг	166	191	202	225	218

Як видно з табл. 3.7, збільшення передавального числа i_{II} пасової передачі супроводжується ростом до певної величини, кутової швидкості обертання шпindelьних пристроїв $\omega_{Ш}$ і зменшенням кутової швидкості обертання водила $\omega_{ВД}$. Це пов'язано з тим, що збільшення кутової швидкості обертання шпindelьних пристроїв $\omega_{Ш}$ призводить до збільшення моменту необхідного для провертання зразків у потоці робочого середовища, а, отже, моментів опору обертанню шпindelьних пристроїв $L_{Ш}$. Ці збільшені моменти опору за допомогою пасових передач передаються на центральний шків і водило. А тому, що при обертанні шпindelьних пристроїв дотримується умова (3.47), тому повинен збільшитися обертовий момент на водилі L_B . Збільшення обертового моменту на водилі при постійних ψ_δ , ρ_C, S_δ , v_{CP} можливе за рахунок зменшення швидкості переміщення зразків v_δ чи зростання різниці швидкостей $v_{CP} - v_\delta$ і

зменшення кутової швидкості обертання водила $\omega_{ВД}$. При передавальному числі пасової передачі $i_{П} = 4,3$ кутова швидкість обертання шпindelних пристроїв $\omega_{Ш}$ досягає свого максимального значення, після чого, незважаючи на ріст передавального числа $i_{П}$ і зменшення кутової швидкості $\omega_{ВД}$, також починає зменшуватися. Це можна пояснити тим, що в цих умовах подальше збільшення $\omega_{Ш}$ призводить до більш швидкого росту добутку моментів опору обертанню шпindelних пристроїв на передавальне число пасової передачі $L_{Ш} i_{П}$, приведених до кутової швидкості водила, ніж збільшення обертового моменту на водилі $L_{В}$ за рахунок відповідного зменшення $\nu_0 \omega_{ВД}$. Подальше збільшення $\omega_{Ш}$ можливе за рахунок кріплення до водила вертикальних вітрильних пластин, що занурюються в робоче середовище, а отже додаткового збільшення $L_{В}$.

Найбільше можливе значення $\omega_{Ш}$ дорівнює:

$$\omega_{Ш} = \omega_{ВД} / i_{П},$$

де $\omega_{ВД}$ - максимально можлива кутова швидкість обертання водила, що дорівнює:

$$\omega_{ВД} = 2\nu_{ср} / d_{В} \quad (3.48)$$

Рівність (3.47) можлива лише в ідеальному випадку, коли $L_{Ш} = 0$.

Кількість вилученого з поверхні зразка металу $q_{С}$ збільшується зі зростанням $\omega_{Ш}$ тому, що це приводить до підвищення відносних швидкостей гранул робочого середовища й зразка.

Порівняльні випробування установки для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей, з використанням для привода допоміжного руху оброблюваних деталей, утилізованої енергії потоку циркуляційного руху робочого середовища, проведені в лабораторних умовах шляхом порівняння величини питомого металознімання з поверхні зразків з алюмінієвого сплаву АЛ-8 при різних способах кріплення останніх під час віброобробки. Зразки мали форму паралелепіпеда з розмірами 40x40x80 мм з отвором для кріплення до підвіски. Перед дослідженнями зразки оброблялися в лабораторній вібраційній установці, в середовищі тригранних призм ПТ-10, при завантаженні "навалом" протягом 2 годин, для видалення задирів і рисок від попередньої механічної обробки. Після чого зразки промивали, висушували, нумерували й зважували на

вагах 2-го класу типу ВЛКТ-500г-м ДСТ 19491-74. У кожному експерименті використовувалося 8 зразків, знімання металу оцінювалося для кожного зразка й вираховувалося середнє арифметичне значення.

Віброобробка зразків проводилася при 4-х способах їхнього кріплення:

1) - обробка "навалом";
2) - кріплення до нерухомої підвіски;
3) - кріплення до підвіски, яка дозволяла зразкам переміщатися вздовж тороподібного контейнера, під впливом напору циркуляційного руху робочого середовища;

4) - кріплення до підвіски, що надає зразкам примусовий планетарний рух, за рахунок утилізованої енергії циркуляційного руху робочого середовища.

Величина металознімання оцінювалася через кожні 2 години обробки.

Як видно з мал. 3.47, кількість вилученого з поверхні металу q_C істотно залежить від способу кріплення зразків під час обробки. Найменша кількість металу за одиницю часу знімається при обробці зразків "навалом", далі по зростаючій залежності йдуть такі способи кріплення зразків: кріплення до нерухомої підвіски, далі до рухомої підвіски й найбільше знімання металу спостерігається при наданні зразкам примусового планетарного руху.

Як технологічний параметр, що характеризує продуктивність процесу віброобробки, прийнята швидкість питомого металознімання q_C , що дорівнює:

$$q = q_C / F_{II} t_{OB} \quad (3.49)$$

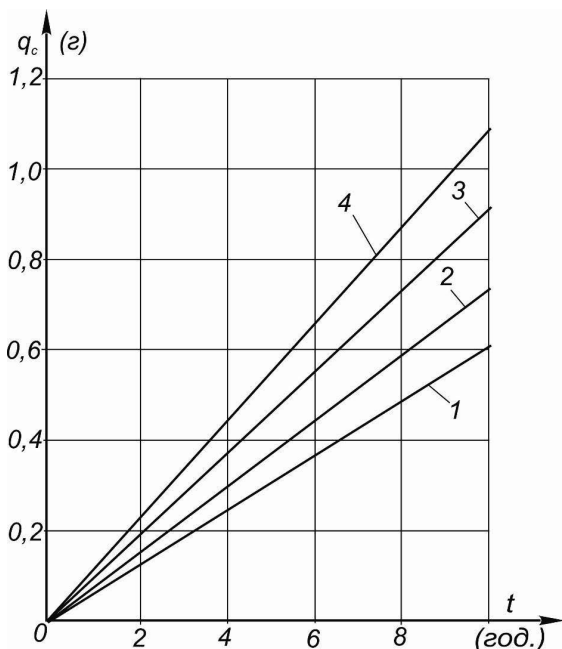
де F_{II} - активна поверхня деталі, тобто поверхня, доступна обробці;

t_{OB} - час обробки.

Якщо швидкість питомого металознімання при обробці "навалом" прийняти за 100%, то можна визначити щодо неї підвищення швидкості питомого металознімання при інших способах кріплення зразків (див. табл. 8).

Як видно з табл. 3.8, надання деталям під час вібраційної обробки примусового планетарного руху за рахунок утилізованої енергії потоку циркуляційного руху робочого середовища, призвело до підвищення продуктивності процесу віброобробки в 1,8 рази без зростання загальної

енергоємності процесу (при тій же споживаній приводним електродвигуном потужності).



Малюнок 3.47 – Кінетика знімання металу зі зразків при способах їх кріплення: 1 – обробка «навалом»; 2- кріплення до нерухомої підвіски; 3 - кріплення до рухомої підвіски; 4 – з наданням зразкам примусового руху

Таблиця 3.8 - Швидкість питомого металознімання при різних способах кріплення деталей під час віброобробки

Спосіб кріплення деталі	Розмірність	1	2	3	4
Швидкість питомого металознімання	$\frac{мг}{см^2 \cdot год}$	0,458	0,558	0,701	0,823
Зростання швидкості питомого металознімання	%	100	128	152	180

Висновки:

При порівнянні теоретичних та експериментальних значень кінематичних параметрів руху тороподібного контейнера встановлено, що розбіжність у

визначенні залежності кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини від кута розвороту дебалансів не перевищує 8,2 %, що дозволяє вважати прийняту систему припущень правомірною. а математичну модель вібраційної машини є адекватною реальній системі.

5. Експериментально виявлено залежність механічних параметрів потоку циркуляційного руху робочого середовища від кута розвороту дебалансів та відстані від центру мас контейнера, що підтверджує розроблений алгоритм управління цим потоком. Експериментально досліджено розподіл по перерізу тороподібного контейнера динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища та вплив на його величину та характер розподілу кінематичних параметрів коливного руху контейнера.

6. Експериментально оцінена відносна величина потужності, що розсіюється в різних робочих середовищах при об'ємах тороподібних контейнерів: 5; 15; 60 та 100 дм³, а також можливість утилізації цієї потужності. Відносна величина потужності, що розсіяна в робочому середовищі, становить 10...50 % від потужності споживаної приводним двигуном, при цьому від 8 % до 20 % цієї потужності можна утилізувати й використовувати для привода примусових рухів оброблюваних деталей.

7. За допомогою активного багатофакторного інтерполяційного експерименту побудована математична модель технічної системи, яка складається з вібраційної машини з тороподібним контейнером, що обладнаний електромеханічним приводом з відцентровим віброзбудником, робочого середовища та оброблюваної деталі, яка встановлена на підвісці. Перевірка адекватності отриманої математичної моделі за допомогою критерію Фішера підтвердила її придатність для практичних розрахунків при проектуванні приводів примусових рухів оброблюваних деталей.

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА ІЗ ВІДЦЕНТРОВИМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ІЗ ТОРОПОДІБНИМ КОНТЕЙНЕРОМ

Розробка методики проектного розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбуджувачем вібраційних машин з тороподібним контейнером для обробки легкопошкоджуваних деталей з використанням утилізованої енергії циркуляційного руху оброблюваного середовища заснована на результатах теоретичного й експериментального досліджень лабораторного зразка віброустановки [62, 63].

Як відомо, якість оброблюваної поверхні й ефективність обробки визначається інтенсивністю вібронавантаження (траєкторією, частотою й амплітудою коливань контейнера), фізико-механічними властивостями робочого середовища й робочої рідини, траєкторією, швидкістю й прискоренням примусового руху оброблюваних деталей. У результаті, за основні вихідні дані для проектного розрахунку привода віброустановки варто прийняти:

- 1) вид і мету виконуваних на вібраційній машині технологічних операцій;
- 2) форму, матеріал і вихідні показники якості оброблюваних деталей;
- 3) кількість деталей, яку необхідно обробити за зміну (місяць, квартал чи рік).

Проектний розрахунок електромеханічного привода з відцентровим віброзбуджувачем вібраційних машин з тороподібним контейнером доцільно почати з визначення конструктивних розмірів контейнера, виходячи з кількості одночасно оброблюваних деталей, їхньої форми й розмірів, а також можливості пакування оброблюваних деталей на одному шпиндельному пристрої.

Ширина перетину тороподібного контейнера b_{CT} (див. мал. 3.22) для забезпечення нормального процесу утворення потоку циркуляційного руху оброблюваних деталей повинна бути не меншою від величини двох зовнішніх діаметрів оброблюваних деталей $D_{зд}$. Радіус внутрішнього циліндра робочої поверхні тороїда r_1 визначається конструктивно, виходячи з розмірів підшипникових вузлів і дебалансних вантажів приводного вала контейнера.

Висота тороподібного контейнера h_{CT} визначається, виходячи з умови повного занурення оброблюваної деталі (чи пакета деталей) в робоче середовище на глибину з достатньою інтенсивністю обробки. При цьому необхідно врахувати, що для виключення висипання робочого середовища під час віброобробки, тороподібний контейнер заповнюється на 75-85 % від повної висоти h_{CT} .

Радіус зовнішнього циліндра робочої поверхні тороїда буде дорівнювати:

$$r_3 = r_1 + b_{CT} \quad (4.50)$$

Середній радіус тороїда (радіус кільцевої осі)

$$R_C = r_3 = (r_1 + r_5)/2. \quad (4.51)$$

Середній радіус тороїда необхідно перевірити за умовою розміщення по довжині контейнера (уздовж кільцевої осі) усієї кількості одночасно оброблюваних деталей (пакетів деталей). При цьому відстань по довжині контейнера між окремими деталями (пакетами деталей), виходячи з умови нормального обтікання деталей циркуляційним потоком робочого середовища, повинне знаходитися в межах $(0,4-1,2) D_{зд}$, але не менш 10-15 габаритних розмірів гранул робочого середовища. Якщо, виходячи з цих умов, довжина кільцевої осі недостатня, то можна збільшити радіус r_1 і всі інші радіуси розмірів контейнера чи число деталей, що пакуються на одному шпindelному пристрої. Якщо, виходячи з конструктивних міркувань, такі збільшення не доцільні, то необхідно використовувати дві чи більше однотипні вібраційні машини.

Виходячи з конструктивних розмірів визначаємо ємність контейнера:

$$V = \frac{\pi}{2} [\pi_3 b_{CT} + (2h_{CT} - b_{CT})(r_5^2 - r_1^2)] \quad (4.52)$$

Визначаємо корисний об'єм контейнера V_K :

$$V_K = V \gamma_{зап} \quad (4.53)$$

де $\gamma_{зап}$ - коефіцієнт заповнення об'єму контейнера, для тороподібних контейнерів $\gamma_{зап} = 0,7...0,8$.

Потім знаходимо масу контейнера M_l , положення його центра маси й моменти інерції відносно головних центральних осей J_{ζ} , J_{η} , J_{ξ} .

Пружну підвіску тороподібного контейнера найкраще виконувати з кручених циліндричних пружин, причому сумарна жорсткість підвіски повинна задовольняти наступним вимогам:

1) вібраційна машина повинна працювати в за резонансному режимі, виходячи з цього власна частота коливань тороподібного контейнера повинна бути не менш ніж у 3-4рази меншою від частоти збурюючих зусиль (частоти обертання приводного вала);

2) виходячи з умов віброізоляції, пружна підвіска повинна бути досить м'якою;

3) виходячи з умови надійності пружної підвіски з кручених циліндричних пружин, повинна дотримуватися умова:

$$f_{CT} / A \geq 5,$$

де f_{CT} - статична деформація пружини;

A - амплітуда коливань крапки кріплення верхнього кінця пружини.

Задавшись типо-розміром пружини, конструктивно призначаємо кількість встановлених пружин n_{II} і радіус кола R_0 , по якому рівномірно розміщуються пружини підвіски. Коефіцієнти сумарної жорсткості пружної підвіски тороподібного контейнера у напрямках відповідних осей і відповідних переміщень можуть бути розрахованими за такими залежностями:

$$C_Z = \frac{Gd_n^4 n_n}{8D_e^3 N_e}; \quad (4.54)$$

$$C_x = C_y = \frac{12EJ_n n_n}{\left[N_e \left(t_0 - \frac{8QD_e^3}{n_n Gd_n^4} \right) \right]^3} \frac{2 + \sigma \cos \tau}{2 \sin \tau}; \quad (4.55)$$

$$C_\varphi = \frac{12EJ_n R_0^2 n_n}{\left[N_e \left(t_0 - \frac{8QD_e^3}{n_n Gd_n^4} \right) \right]^3} \frac{2 + \sigma \cos \tau}{2 \sin \tau}; \quad (56)$$

$$C_{\theta} = C_{\psi} = \frac{12EJ_n n_n Z_k^2}{\left[N_e \left(t_0 - \frac{8QD_e^3}{n_n Gd_n^4} \right) \right]^3} + \frac{Gd_n^4 R_0}{8D_e^3 N_e}; \quad (4.57)$$

де E , G , σ - модулі пружності першого та другого роду й коефіцієнт поперечної деформації матеріалу пружини;

d_n , D_e , J_n - діаметри провода та витка пружини й осьовий момент поперечного перетину провода;

Q - вага коливних частин вібраційної машини;

N_e - число витків пружини;

t_0 - крок пружини у вільному стані;

τ - кут підйому витка пружини;

n_n - кількість пружин;

R_0 - радіус кола, по якому рівномірно розміщені пружини.

Виходячи із завдань, виконуваних на вібраційній машині технологічних операцій, згідно рекомендацій, вибираємо робоче середовище, робочу рідину, діапазон зміни частоти й амплітуди коливань контейнера. Причому за амплітуду коливань контейнера доцільно прийняти амплітуду коливань точок тороподібного контейнера, що знаходяться на його кільцевій осі.

Визначаємо масу завантаження робочого середовища:

$$M_3 = V_K \rho_C. \quad (4.58)$$

Знаючи максимальне значення амплітуди A_{om} і частоту коливань (кутову швидкість обертання дебалансного вала ω_B), з формули (5) визначимо величину рівнодіючої збурюючих сил, F :

$$F = A_{om} (C_Y - M\omega_B^2) \quad (4.59)$$

Оскільки, максимальне значення рівнодіючої збурюючих сил F буде при $\alpha = 90^\circ$, то з формули (4) знайдемо необхідну величину відцентрових збурюючих сил, що виникають при обертанні верхнього F_B і нижнього F_H дебалансних вантажів. Приймавши, що $F_B = F_H$, отримаємо:

$$F_B = F_H = F / \sqrt{2}.$$

Звідси статичний момент дебалансних вантажів:

$$S_B = S_H = m_B r_B = m_H r_H = F_H / \omega_B^2. \quad (4.60)$$

Оскільки, найбільш ефективні режими віброобробки спостерігаються при траєкторіях коливань контейнера, близьких до кола, то прийнявши, що $A_{om} = B_{1m}$, з формули (6) можна визначити необхідне максимальне значення амплітуди кута повороту контейнера B_{om} відносно центральної горизонтальної осі:

$$B_{om} = \arcsin \frac{B_{1m}}{r_3}. \quad (4.61)$$

При тому ж куті розвороту дебалансних вантажів $\alpha = 90^\circ$ і умові, що $S_H = S_\theta$, визначимо величину результуючого моменту збурюючих сил:

$$L = (C_\psi - J_\eta \omega_B^2) \arcsin \frac{B_{1m}}{r_3}. \quad (4.62)$$

Тоді, прийнявши що $L_\theta = L_H$, знайдемо величину моментів збурюючих сил відносно центра мас контейнера:

$$L_B = L_H = L / \sqrt{2}.$$

Оскільки, $S_\theta = S_H$, то відстані від центра мас контейнера до верхнього h_θ і нижнього h_H дебалансних вантажів по вертикалі будуть дорівнювати:

$$h_B = h_H = \frac{L_H}{S_H \omega_B^2}. \quad (4.63)$$

Конструктивно, найбільш доцільною є форма дебалансних вантажів регульованого відцентрового віброзбуджувача у формі кругового сектора. Тоді статичний момент маси дебалансного вантажу

$$S_B = S_H = \frac{2}{3} \rho_r \delta_r R_r^3 \sin \alpha_r. \quad (4.64)$$

де ρ_r - густина матеріалу дебалансного вантажу;

δ_r - товщина дебалансного вантажу;

R_r - радіус твірного кола дебалансного вантажу;

α_r - центральний кут дебалансного вантажу.

Задавшись конструктивно R_r - можна визначити δ_r чи навпаки. Щоб мати можливість регулювати статичні моменти дебалансних вантажів, а, отже,

величину збурюючої відцентрової сили дебалансних вантажів при постійному α , останні роблять складеними з двох кругових секторів половинчастої товщини $\delta_r/2$, з можливістю їхнього взаємного повертання й фіксацією за допомогою стяжних болтів. У цьому випадку, при незмінній масі дебалансного вантажу (мас пари кругових секторів) змінюється величина ексцентриситету дебалансного вантажу за залежністю:

$$r_B = r_{iB} \cos \frac{\alpha_C}{2},$$

де r_{iB} - ексцентриситет кругового сектора;

α_C - кут між напрямками ексцентриситетів кругових секторів.

Така конструкція дебалансних вантажів дозволяє плавно регулювати величину статичного моменту маси дебалансного вантажу.

Потужність, затрачувану на привод коливного руху тороподібного контейнера з вертикальною віссю обертання дебалансного вала, можна визначити за залежністю:

$$\begin{aligned} N_{II} = \omega_B \left[\frac{F^2}{2(C_Y - M\omega_B^2)} + \frac{L^2}{2(C_\psi - J_\eta\omega_B^2)} \right] + \\ + \mu_0 \frac{D_B}{2} \omega_B \left\{ F \sqrt{1 + \frac{\sigma_1 [\sigma_1 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_Y M^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_Y M^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_Y \omega_B^2 M^{-1}}} \right. \\ \left. + \frac{2L}{Z_L} \sqrt{1 + \frac{\sigma_2 [\sigma_2 \omega_B^4 + 2\omega_B^2 (C_\psi J_\eta^{-1} - \omega_B^2)]}{(C_\psi J_\eta^{-1} - \omega_B^2)^2 - 4k_\psi \omega_B^2 J_\eta^{-1}}} \right\}, \end{aligned} \quad (4.65)$$

де D_B - діаметр вала віброзбуджувача в місцях посадки підшипників;

μ_0 - приведений коефіцієнт тертя підшипників віброзбуджувача;

Z_L - відстань між підшипниками;

$$\sigma_1 = \frac{m_B + m_H}{M};$$

$$\sigma_2 = J\eta/L;$$

k_Y , k_ψ - коефіцієнти не пружних опорів коливному руху, для даного резонансного режиму, можна прийняти $k_Y = 0$ і $k_\psi = 0$.

Необхідну потужність приводного електродвигуна визначимо за формулою:

$$N_d = N_{\Pi} / \eta_{\text{ПЕР}} \quad (4.66)$$

де $\eta_{\text{ПЕР}}$ – К.К.Д. передачі від електродвигуна на приводний вал тороподібного контейнера.

Із використанням даної методики розрахунку електромеханічного привода із відцентровим віброзбуджувачем вібраційних машин із тороподібним контейнером у Вінницькому національному аграрному університеті були розроблені вібраційні машини з тороподібними контейнерами ВМ – 09 – 5,0; ВМ – 07 – 15,0; ВМ – 06 – 50; та ВМ – 08 – 100, які були впроваджені на промислових підприємствах Вінницького регіону. Зовнішній вигляд та технічні характеристики цих машин представлені у третьому розділі.

З використанням результатів досліджень та інженерної методики розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбуджувачем була спроектована й виготовлена дослідна вібраційна машина для протирання куль підшипників, що пройшла промислові випробування на Вінницькому підшипниковому заводі. В результаті випробувань встановлена можливість обробки куль більшого ступеня точності порівняно з існуючим на заводі технологічним процесом, при більшій продуктивності й меншому рівні шуму. Машина була рекомендована для впровадження на заводі.

Висновок: на підставі результатів теоретичних експериментальних досліджень розроблено інженерну методику розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбудником. Методика використана при проектуванні гами вібраційних машин із тороподібними контейнерами робочими обсягами: 5; 15; 60 та 100 дм³ та інших дослідно-промислових установок. Вібраційні машини впроваджено на промислових підприємствах Вінницького регіону й надійно себе зарекомендували.

РОЗДІЛ 5 КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМИ ПРИВОДНИМИ ДЕБАЛАНСНИМИ ВАЛАМИ

5.1 Вібробункер із вертикальним приводним дебалансним валом

Зернобобові культури мають найвищу питому вагу в структурі валових зборів та посівних площ сільськогосподарських культур в Україні, це вказує на їх виняткове значення та дуже широке використання. Подальший розвиток та підвищення економічної ефективності зернової галузі сільськогосподарського виробництва є необхідною умовою не тільки підвищення ефективності виробництва інших видів продукції сільського господарства, а й забезпечення населення України продовольством. Серед основних завдань розвитку зернового виробництва можна назвати: ефективне освоєння нових технологій, раціональніше використання посівних площ, підвищення врожайності зернових культур та якості зернової продукції. Для практичної реалізації цієї мети використовують комплексний підхід, важливими елементами якого є використання високоякісного насіння та виведення і впровадження нових ефективних сортів зернобобових культур.

Розв'язання проблеми покращання якості насіння пов'язане із створенням нових високоефективних сортів зерна, засобів їхнього захисту, а також засобів для їх вирощування, збирання, очищення та сортування. Для підвищення ефективності насінництва необхідне забезпечення селекціонерів сучасною селекційною технікою та обладнанням. Вивчення рівня механізації селекційних процесів засвідчило, що наявність технічних засобів селекції різних культур не перевищує 18-35%, а наявна селекційна техніка фізично зношена й морально застаріла [64].

При виведенні нових високопродуктивних зернобобових культур, зокрема в насінництві, селекції, генетичних дослідженнях широкого застосування набули автоматичні лічильники насіння, які для здійснення технологічного процесу використовують вібрацію бункера, що має віброзбуджувач коливань. До

подібних засобів можна віднести також вібраційні зерночисні машини, віброзмішувачі, вібросушарки, вібротранспортери та ін., із застосуванням яких відкривається можливість значного вдосконалення технологічних процесів.

Вібраційні бункерні завантажувальні пристрої є найпоширенішими завантажувально-орієнтованими пристроями машин-автоматів, що контролюють, рахують та сортують вироби й продукцію при виконанні обробних та складальних технологічних операцій, а також є транспортно-орієнтованими модулями робото-технологічних комплексів. Вібраційні бункерно-завантажувальні автоматичні пристрої призначені для завантаження пресів, верстатів, складальних пристроїв штучними заготовками в заданому темпі, для подачі штучних заготовок на вихідну позицію, для захоплення рукою промислового робота в роботизованих комплексах.

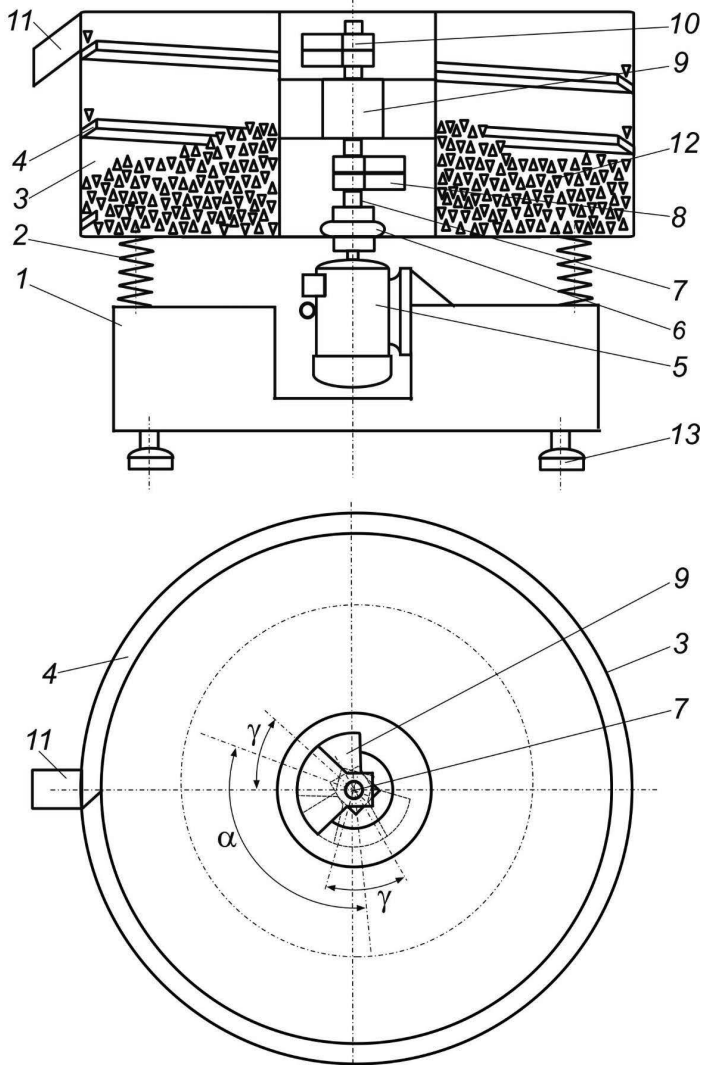
Порівняно з автоматичними завантажувальними пристроями інших типів вібробункери відрізняються можливістю подачі тонкостінних і тендітних заготовок, безступінчастим регулюванням швидкості руху заготовок, відсутністю кінематичного зв'язку вібробункера з іншим обладнанням і простотою забезпечення пауз в роботі, більшою довговічністю і працездатністю, простотою конструкції, малою вагою, невеликою витратою електроенергії при роботі.

Вібробункер є основною складовою автоматичного лічильника зерна АСС-1м, що знаходить широке застосування при виведенні нових високопродуктивних зернових культур, зокрема в насінництві, селекції, генетичних дослідженнях. За допомогою даного лічильника можна автоматично підраховувати кількість зернин в обсязі до 10 тисяч шт. таких зернових культур як жито, пшениця, гречка, овес, ячмінь, гречка та ін. Автоматичний лічильник зерна АСС-1м складається із таких головних частин: вібробункера, роторного прискорювача зернин із гальмуючим пристроєм; електронного лічильника кількості зерна на світло- і фотодіодах, пульта керування. Одним із найскладніших і найбільш металоємких вузлів автоматичного лічильника зерна є вібробункер.

Конструктивна схема удосконаленого вібробункера лічильника зерна, що розроблена у Вінницькому національному аграрному університеті, представлена на мал. 5.48. Вібробункер складається зі встановленої на станині 1 за допомогою пружних елементів 2 чаші 3 зі спіральною доріжкою 4. Електромеханічний привод із відцентровим віброзбуджувачем чаші 3 містить електродвигун 5, який через еластичну муфту 6, зв'язаний з вертикальним приводним валом 7 із установленими на його кінцях нижніми 8 та верхніми 10 парами дебалансних вантажів, які можна провертати навколо вала 7 і фіксувати положення стяжними болтами. Вал 7 встановлюється в підшипниковому вузлу 9. Кут α між площинами, що проходять через центри мас пар дебалансних вантажів та вісь вертикальних привідного вала 7, є кутом розвороту дебалансних вантажів. Гвинтова доріжка 4 чаші 3 закінчується вивантажувальним люком 11. Чаша 3 заповнюється зерном 12. Станина 1 встановлюється на віброопорах 13.

Вібробункер лічильника зерна працює таким чином. При включенні привідного електродвигуна 5, обертовий рух через еластичну муфту 6 передається до вертикального вала 7 із парами дебалансних вантажів 8 і 10, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, які діють на вертикальний вал 6 [6, 14]. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання чаші 3, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж її кільцевої осі квазіхвилі, яка складається із біжучих повздовжньої й поперечної квазіхвилі, що зсунуті одна відносно одної на 90° .

Такі коливання точок поверхонь чаші 3 та спіральної доріжки 4 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування зернин 12 вздовж кільцевої спіральної доріжки 4 (див. розділ 2).



Малюнок 5.48 – Конструктивна схема вібробункера лічильника зерна: 1 - станина; 2 - пружні елементи; 3 - чаша; 4 - спіральна доріжка; 5 – приводний електродвигун; 6 - еластична муфта; 7 - вертикальний привідний вал; 8 - нижня пара дебалансних вантажів; 9 - підшипниковий вузол; 10 - верхня пара дебалансних вантажів; 11 - вивантажувальний люк; 12 – зерно; 13 - віброопора

Напрям вібротранспортування зернин 12 не залежить від напрямку обертання вертикального привідного вала 7 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α , від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$. Зернини, піднімаючись по одній по спіральній доріжці 4, надходять до вивантажувального люка 11, звідки попадають на роторний прискорювач зернин та електронного лічильного пристрою.

Шляхом зміни маси пар дебалансних вантажів на привідному валу та їх ексцентриситету, при провертанні дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі на кут γ та кута взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань чаші 3 й точок поверхонь спіральних доріжок 4, а також можна регулювати швидкість обертання лопатевого вала. При цьому буде змінюватись швидкість руху зернин, а, отже, швидкість підрахунку необхідної кількості зернин. Застосування само балансного інерційного вібропривода із вертикальним дебалансним валом дозволяє надійно віброізолювати віробункер і зменшити практично до нуля зусилля, які передаються навколишньому обладнанню.

5.2 Вібраційні сепаратори із вертикальними приводними дебалансними валами

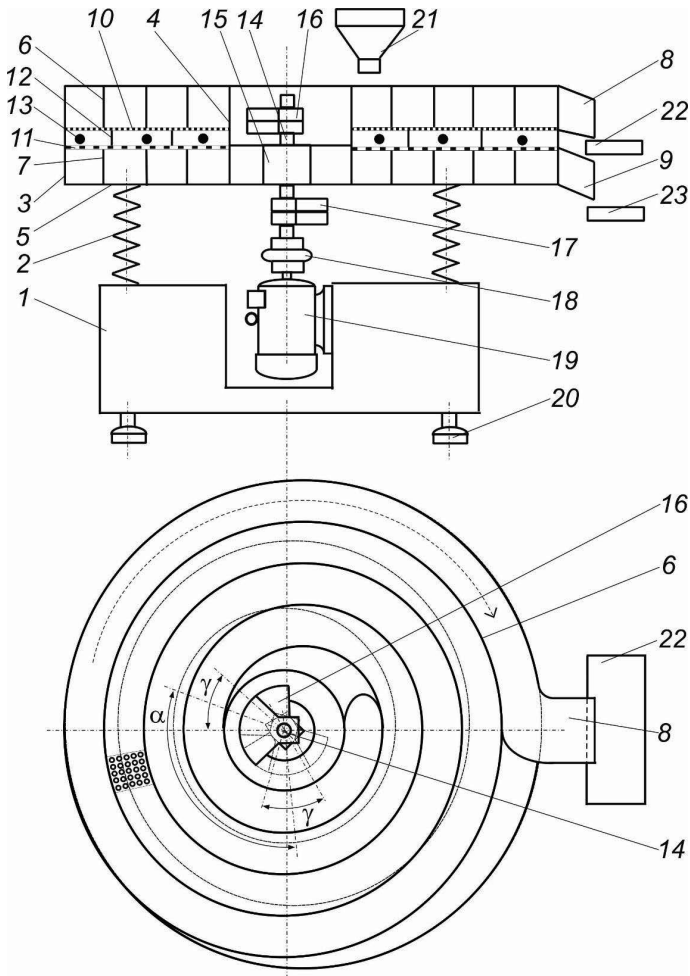
При сепарації сипучої сільськогосподарської продукції, зокрема насіння багатолітніх трав, великого значення набуває якість сепарації, наприклад, ретельність відокремлення насіння бур'янів. Насіння бур'янів, здебільшого, має форму та розміри, які дуже мало відрізняються від форми та розмірів насіння багаторічних трав. Тому розміри отворів решіт сепараторів роблять мінімально можливими за умови проходження насіння, але дотримання цієї умови призводить до частого забивання отворів решіт, що вимагає застосування решітних станів значної протяжності та габаритів, а також пристроїв для очищення решіт.

Задовольнити вимоги ретельності сепарування при невеликих габаритних розмірах решітного стану дозволяє спіральний вібросепаратор, що розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті, принципова схема якого приведена на мал. 5.49 [26].

Вібраційний сепаратор складається із рами 1, на якій за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 2 встановлено корпус, що утворений співвісними зовнішнім 3 та внутрішнім 4 циліндрами, які приварені до опорного диску 5. У корпусі закріплені верхні 6 та нижні 7 вертикальні роздільні смужки, що вигнуті у формі спіралей і утворюють спіральні лотки, які починаються біля внутрішнього циліндра 4 й закінчуються вивантажувальними верхнім 8 та нижнім 9 лотками, прикріпленими до зовнішнього циліндра 3. Між спіральними смужками 6 та 7 розміщені верхнє калібрувальне 10 та нижнє – перепускне 11 сита. Між ситами закріплені циліндричні вертикальні роздільні перегородки 12, що співвісні з циліндрами 3 та 4 й поділяють відстань між ними на три рівних частини. В порожнинах між перегородками 12 і ситами 10 та 11 вільно розміщені гумові кульки 13. Діаметр отворів калібрувального сита 10 вибирається залежно від розмірів гранул оброблюваного матеріалу, діаметр отворів перепускного сита 11 є більшим від діаметра отворів сита 10, але меншим половини діаметра гумових кульок 13.

До опорного диску 5 та внутрішнього циліндра 4 кріпиться збудник коливань, який складається із вертикального вала 14, що встановлений співвісно із циліндром 4 в підшипниковому вузлу 15. На обох кінцях вертикального вала 14 розміщені верхня 16 та нижня 17 пари дебалансів. Дебаланси виготовлені у формі кругових секторів із прорізами, мають однакові розміри й можуть вільно встановлюватись на відповідних шийках вертикального вала 14 та фіксуватись стяжними болтами.

В кожній парі дебаланси можуть встановлюватись під кутом γ один відносно одного, а пари дебалансів 16 та 17 встановлені таким чином, щоб між площинами які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала 14, утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною у 30–150°.



Малюнок 5.49 – Принципова схема спірального сепаратора; 1 – рама; 2 – пружний елемент; 3 – зовнішній циліндр; 4 – внутрішній циліндр; 5 – опорний диск; 6 – верхня вертикальна роздільна смужка; 7 – нижня вертикальна роздільна смужка; 8 – верхній вивантажувальний лоток; 9 – нижній вивантажувальний лоток; 10 – верхнє калібрувальне сито; 11 – нижнє перепускне сито; 12 – циліндричні вертикальні роздільні перегородки; 13 – гумові кульки; 14 – вертикальний вал; 15 – підшипниковий вузол; 16 – верхня пара дебалансів; 17 – нижня пара дебалансів; 18 – еластична муфта; 19 – електродвигун; 20 – віброопора; 21 – живильник; 22 – верхній приймальний бункер; 23 – нижній приймальний бункер

Причому кут розвороту α , який відраховується в напрямі від нижньої пари дебалансів до верхньої, має напрям відліку, що співпадає із напрямком завивки спіралі лотків. Вертикальний вал 14 з'єднаний за допомогою еластичної муфти 18 із привідним електродвигуном 19. Рама 1 вібраційного сепаратора встановлена на віброопорах 20. Над початками спіральних лотків закріплений живильник 21, а в кінці спіральних лотків, під вивантажувальними лотками 8 та 9 розміщені верхній 22 та нижній 23 приймальні бункери, відповідно.

Вібраційний сепаратор працює таким чином.

При включенні привідного електродвигуна 19, обертовий рух через еластичну муфту 18 передається до вертикального вала 14 із парами дебалансів 16 і 17, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих оберткових відцентрових сил, які діють на вертикальний вал 14. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання корпусу вібраційного сепаратора зі спіралеподібними лотками, які як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, що складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, які зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок.

Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального вала 14 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α від нижньої пари дебалансів 17 до верхньої 16, за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$, то напрям вібротранспортування оброблюваного матеріалу співпадатиме із напрямком завивки спіралі лотка. Оброблюваний матеріал із живильника 21 подається на початок спіралі верхнього лотка й переміщається вздовж нього до вивантажувального лотка 8. Звідси оброблюваний матеріал просипається у верхній приймальний бункер 22. При цьому гранули оброблюваного матеріалу, що мають розміри менші за діаметр отворів калібрувального сита 10, просипаються на нижній спіральний лоток із суцільним дном і

вібротранспортуються до нижнього вивантажувального лотка 9 та просипаються в нижній приймальний бункер 23. Водночас, під дією коливань корпусу сепаратора виникає вібротранспортування гумових кульок 13 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 13 здійснюється із постійним їх підкиданням і ударянням об калібрувальне сито 10, що супроводжується очищенням останнього від гранул оброблюваного матеріалу, які застрягли в його отворах.

Змінюючи масу пар дебалансів 16 і 17, їх ексцентриситет, шляхом повертання й зміни кута взаємного положення дебалансів один відносно одного в кожній парі γ , а також кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань спіралеподібних лотків і точок їх поверхонь. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків, а, отже, час обробітку, залежно від вихідних параметрів.

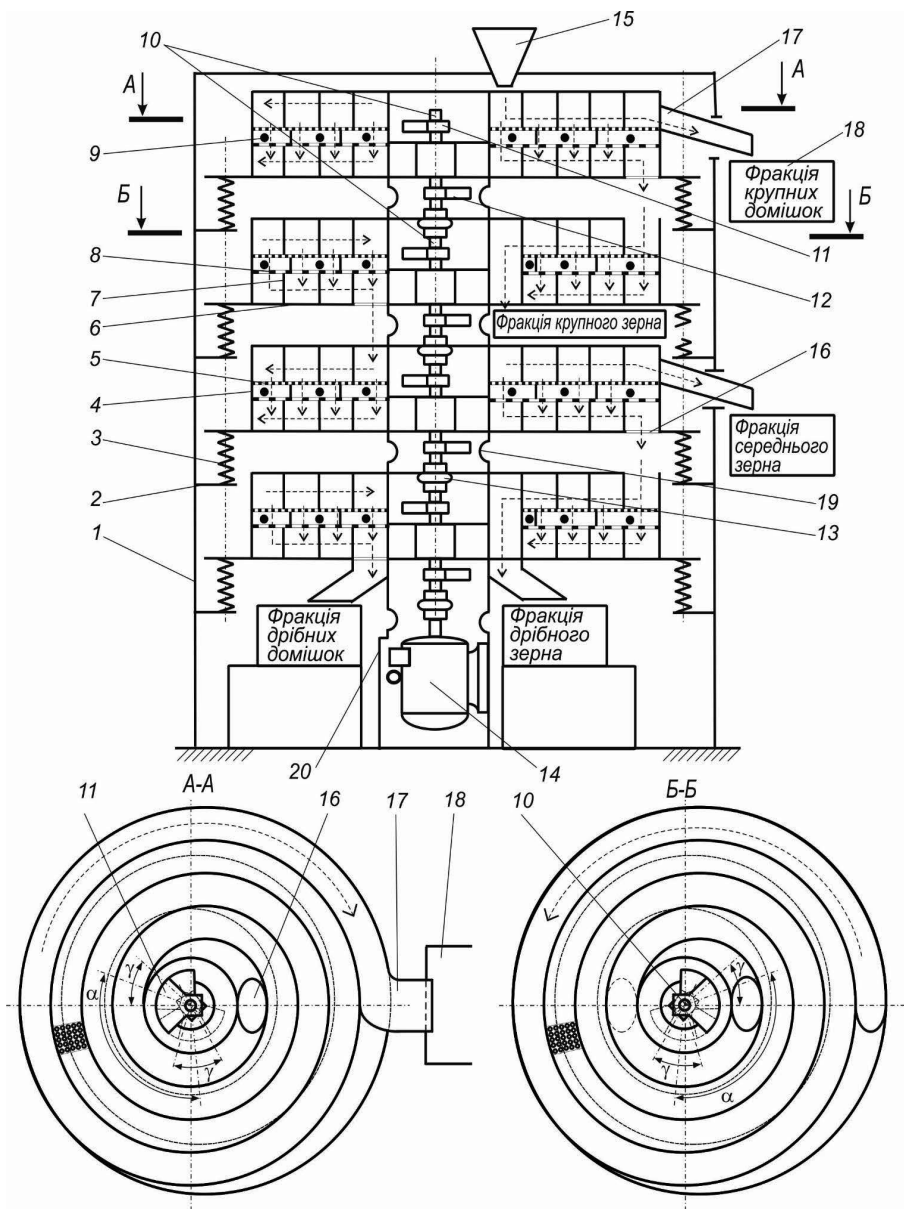
Виготовлення лотків спіральними дозволяє збільшити протяжність шляху, по якому рухається шар оброблюваного матеріалу по перфорованій поверхні, а, отже, покращити якість сепарування при збереженні габаритних розмірів корпусу.

Задовольнити вимоги ретельності сепарування зерна на декілька фракцій при невеликих габаритних розмірах решітного стану та невеликій енергоємності процесу сепарації, дозволяє багатofракційний спіральний вібросепаратор зі складеним вертикальним привідним валом, який також розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті [10, 67], принципова схема якого зображена на мал. 5.50.

Багатofракційний вібраційний сепаратор складається із рами 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 3, поярусно встановлені корпуси з ситами 4, що утворені верхнім перфорованим 5 та нижнім суцільним 6 спіральними лотками. Між спіральними

лотками закріплені циліндричні вертикальні перегородки 7 та перепускне сито 8, що утворюють кільцеві лотки. В порожнинах між перегородками 7 вільно розміщені гумові кульки 9. Діаметр отворів перепускного сита 8 повинен бути більшим від діаметра отворів спірального перфорованого лотка 5, але меншим половини діаметра гумових кульок 9.

До корпусів з ситами 4 співвісно кріпляться збудники коливань, які складаються із вертикальних валів 10, на обох кінцях яких розміщені верхні 11 та нижні 12 пари дебалансів. Дебаланси виготовлені у формі кругових секторів із прорізами, мають однакові розміри й можуть вільно встановлюватись на відповідних шийках вертикальних валів 10 та фіксуватись стяжними болтами. В кожній парі дебаланси можуть встановлюватись під кутом γ один відносно одного, а пари дебалансів 11 та 12 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала 10 утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною у 30–150°. Причому кут розвороту α , який відраховується у напрямі від нижньої пари дебалансів до верхньої, має напрям відліку, що співпадає із напрямком завивки спіралі лотків. Вертикальні вали 10 з'єднані за допомогою еластичних елементів 13 між собою та з приводним електродвигуном 14. Над початками спіральних перфорованих лотків 5 непарних корпусів з ситами 4, починаючи із верхнього, закріплені живильник 15 чи знаходяться перепускні люки 16 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4, а в кінці перфорованих лотків 5 знаходяться вивантажувальні лотки 17 та приймальні бункери відповідної фракції 18. У парних корпусів з ситами 4 - перепускні люки 16 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4 знаходяться над кінцями цих перфорованих лотків 5, а вивантажувальні лотки 17 та приймальні бункери відповідної фракції 18 знаходяться на початку спірального перфорованого лотка 5. Суміжні корпуси з ситами 4 з'єднані між собою за допомогою еластичних ущільнень 19 таким чином, що утворюють гнучку повітронепроникну трубу. Нижня дебалансна пара 12 найнижчого корпусу із ситами 4 закрита кожухом 20.



Малюнок 5.50 - Конструктивна схема вібраційного сепаратора зі складеним вертикальними приводним валом

Багатофракційний вібраційний сепаратор працює таким чином.

При включенні приводного електродвигуна 14, обертовий рух через еластичні елементи 13 передається до вертикальних валів 10 із парами дебалансів 11 і 12, що призводить до виникнення систем двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, які діють на вертикальні вали 10. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання корпусів з ситами 4 та спіралеподібними лотками 5 і 6, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків 5 і 6 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок.

Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикальних валів 10 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів від нижньої пари дебалансних вантажів 12 до верхньої 11 за умови, що цей кут не більший 180° і у суміжних корпусах зі спіральними лотками 4 цей кут має зустрічний напрям, то вібротранспортування оброблюваного матеріалу на суміжних корпусах зі спіральними лотками 4 буде зустрічним і співпадатиме із напрямком завивки спіралі лотків 5 і 6. Отже, оброблюваний матеріал, що подається із живильника 15 на початок спіралі верхнього перфорованого лотка 5, переміщатиметься вздовж нього, при цьому крупна фракція переміщатиметься до його кінця і через вивантажувальні лотки 17 подаватиметься до приймального бункера крупної фракції 18, дрібна фракція, що просипається через отвори перфорованого лотка 5 попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 і транспортуватиметься до його кінця, звідки, через перепускний люк 16 просипатиметься на кінець спіралі перфорованого лотка 5 другого корпусу 4, що розміщений нижче. На спіральних лотках 5 і 6 цього корпусу сипучий оброблюваний матеріал транспортуватиметься від кінців спіралей лотків до їх початків, де знову крупна фракція подається до приймального бункера 18, а дрібна фракція, що

просипається через отвори перфорованого лотка 5 попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 транспортуватиметься до його початку й через перепускний люк 16 просипатиметься на початок перфорованого лотка 5 корпусу 4, що знаходиться під ним і так далі. Таким чином, оброблюваний матеріал почергово проходить через усі перфоровані лотки, де від нього почергово відділяються крупніші фракції та подається до приймального бункера найдрібнішої фракції 18. Отже, оброблюваний матеріал поділяється на декілька фракцій, кількість яких на одиницю більша від кількості корпусів з ситами. Траєкторія руху оброблюваного сипучого матеріалу на мал. 50 вказана пунктирними стрілками.

Водночас, під дією коливань корпусу з ситами 4 виникає вібротранспортування гумових кульок 9 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 9, здійснюється із постійним їх підкиданням і ударянням об перфоровані робочі поверхні спіральних лотків 5, що супроводжується очищенням останніх від гранул оброблюваного матеріалу, що застрягли в їх отворах [3].

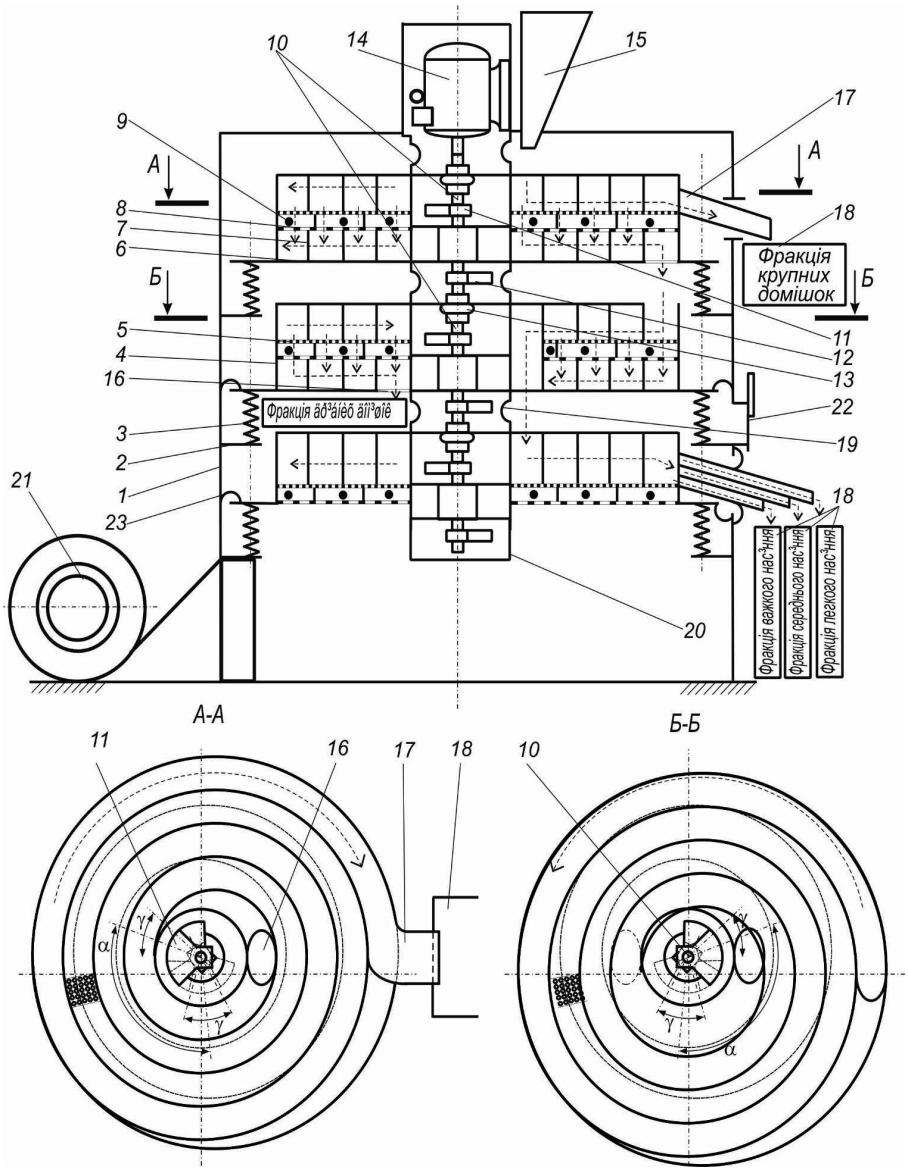
Змінюючи масу пар дебалансів 11 і 12, їх ексцентриситет, шляхом повертання й зміни кута взаємного положення дебалансів один відносно одного в кожній парі γ , а також кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань спіралеподібних лотків 5 і 6 та точок їх поверхонь. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків, а, отже, час обробітку, залежно від вихідних параметрів.

У Вінницькому національному аграрному університеті розроблено також повітряно-решітчатий вібраційний сепаратор з дебалансним віброприводом, решета якого володіють великою питомою просіюваністю порівняно з тихохідними коливними. Даний повітряно-решітчатий спіральний вібросепаратор дозволяє задовольнити вимоги ретельності сепарування та поділу сипучого матеріалу на декілька фракцій за розмірами та густиною, при

невеликих габаритних розмірах решітного стану, його принципова схема представлена на мал. 5.51. Вібраційний сепаратор складається із рами 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 3 поярусно встановлені корпуси з ситами 4, що утворені верхнім перфорованим 5 та нижнім суцільним 6 спіральними лотками. Між спіральними лотками закріплені циліндричні вертикальні перегородки 7 та перепускне сито 8, що утворюють кільцеві лотки. В порожнинах між перегородками 7 вільно розміщені гумові кульки 9. Діаметр отворів перепускного сита 8 повинен бути більшим від діаметра отворів спірального перфорованого лотка 5, але меншим половини діаметра гумових кульок 9. Причому нижній корпус з ситами 4 немає суцільного спірального лотка. До корпусів з ситами 4 співвісно кріпляться збудники коливань, які складаються із вертикальних валів 10, на обох кінцях яких розміщені верхні 11 та нижні 12 пари дебалансів. Дебаланси виготовлені у формі кругових секторів із прорізами, мають однакові розміри й можуть вільно встановлюватись на відповідних шийках вертикальних валів 10 та фіксуватись стяжними болтами. В кожній парі дебаланси можуть встановлюватись під кутом γ один відносно одного, а пари дебалансів 11 та 12 встановлені таким чином, щоб між площинами які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала 10 утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною у 30–150°. Причому кут розвороту α , який відраховується в напрямі від нижньої пари дебалансів до верхньої, має напрям відліку, що співпадає із напрямком завивки спіралі лотків.

Вертикальні вали 10 з'єднані за допомогою еластичних елементів 13 між собою та з привідним електродвигуном 14.

Над початками спіральних перфорованих лотків 5 непарних корпусів з ситами 4, починаючи із верхнього, закріплені живильник 15 чи знаходяться перепускні луки 16 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4, а в кінці перфорованих лотків 5 знаходяться вивантажувальні лотки 17 та приймальні бункери відповідної фракції 18.



Малюнок 5.51 - Конструктивна схема вібраційного повітряно-реши́тчатого сепаратора зі складеним вертикальними приводним валом

У парних корпусів з ситами 4 - перепускні люки 16 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4 знаходяться над кінцями цих перфорованих лотків 5, а вивантажувальні лотки 17 та приймальні бункери відповідної фракції 18 знаходяться на початку спірального перфорованого лотка 5. Суміжні корпуси з ситами 4 з'єднані між собою за допомогою еластичних ущільнень 19 таким чином, що утворюють гнучку повітронепроникну трубу. Нижня дебалансна пара 12 найнижчого корпусу із ситами 4 закрита кожухом 20. Знизу вібросепаратора встановлено вентилятор 21. Над нижнім корпусом з ситами розміщено шибер 22, а сам нижній корпус з ситами з'єднаний з рамою 1 через кільцеві еластичні ущільнення 23. Вивантажувальний лоток 17 нижнього корпусу з ситами 4 має три спрямовуючі поверхні, що встановлені одна над одною на різній висоті. В кінці кожної спрямовуючої поверхні знаходяться приймальні бункери відповідної фракції 18.

При включенні приводного електродвигуна 14 обертовий рух через еластичні елементи 13 передається до вертикальних валів 10 із парами дебалансів 11 і 12, що призводить до виникнення систем двох взаємноперухомих обертових відцентрових сил, які діють на вертикальні вали 10. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання корпусів з ситами 4 та спіралеподібними лотками 5 і 6, які як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків 5 і 6 призводять до інтенсивного перемішування і вібротранспортування матеріалу вздовж їх спіральних доріжок.

Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикальних валів 10 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів від нижньої пари дебалансних вантажів 12 до верхньої 11 за умови, що цей кут не більший 180° і в суміжних корпусах зі спіральними лотками 4 цей кут має зустрічний напрям, то вібротранспортування оброблюваного матеріалу на суміжних корпусах зі

спіральними лотками 4 буде зустрічним і збігатиметься із напрямком завивки спіралі лотків 5 і 6. Отже оброблюваний матеріал, що подається із живильника 15 на початок спіралі верхнього перфорованого лотка 5, переміщатиметься вздовж нього, при цьому фракція крупних домішок переміщатиметься до його кінця й через вивантажувальні лотки 17 подаватиметься до приймального бункера фракції крупних домішок 18. Дрібна фракція, що просипається через отвори перфорованого лотка 5 попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 і транспортуватиметься до його кінця, звідки, через перепускний люк 16 просипатиметься на кінець спіралі перфорованого лотка 5 другого корпусу 4, що розміщений нижче. На спіральних лотках 5 і 6 цього корпусу сипучий оброблюваний матеріал транспортуватиметься від кінців спіралей лотків до їх початків, звідки крупна фракція через перепускний люк 16 просипатиметься на початок перфорованого лотка 5 корпусу 4, що знаходиться під ним, а фракція дрібних домішок, що просипається через отвори перфорованого лотка 5, попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6, транспортуватиметься до його початку й подається до відповідного приймального бункера 18. Попадаючи на нижній корпус з ситами 4, що немає суцільного спірального лотка, насіннева суміш продувається знизу струменем повітря від вентилятора. Під дією коливань і повітряного потоку зерновий матеріал, що містить у своєму складі різномірні за фізичними властивостями частинки, розділяється на окремі шари: важкі частинки опускаються донизу, легкі "спливають" зверху.

Зерна з середньою густиною знаходяться по середині між цими шарами. Підійшовши до вивантажувального лотка 17 нижнього корпусу з ситами 4, що має три спрямовуючі поверхні, які встановлені одна над одною на різній висоті, зерно поділяється на три фракції: фракцію важкого зерна, фракцію середнього зерна, фракцію легкого зерна. В кінці кожної спрямовуючої поверхні зерно спрямовується в приймальні бункери відповідної фракції 18. Таким чином, оброблюваний матеріал поділяється на декілька фракцій не тільки за розмірами але й за густиною, що дозволяє відокремити сухе зерно від вологого. Траєкторія руху оброблюваного сипучого матеріалу на мал. 5.51 вказана пунктирними

стрілками. Водночас, під дією коливань корпусу з ситами 4 виникає вібротранспортування гумових кульок 9 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 9 здійснюється із постійним їх підкиданням і вдаренням об перфоровані робочі поверхні спіральних лотків 5, що супроводжується очищенням останніх від гранул оброблюваного матеріалу, які застрягли в їх отворах.

Змінюючи масу пар дебалансів 11 і 12, їх ексцентриситет, шляхом повертання й зміни кута взаємного положення дебалансів один відносно одного в кожній парі γ , а також кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань спіралеподібних лотків 5 і 6 та точок їх поверхонь. При цьому, буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків, а, отже, час обробітку, залежно від вихідних параметрів.

5.3 Вібраційні шахтні сушарки із вертикальними приводними дебалансними валами

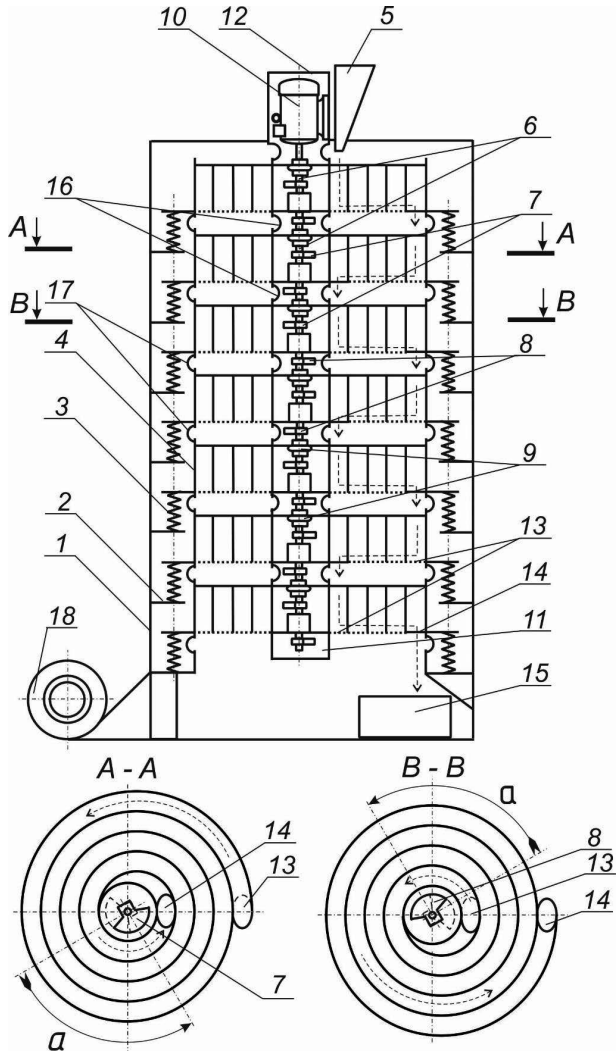
Одним з передових способів теплової обробки сипучої продукції, зокрема її сушіння, є застосування псевдозрідженого стану, що дозволяє істотно інтенсифікувати процес і поліпшити якість обробленої продукції. Для того, щоб перевести сипучу продукцію в псевдозріджений стан через неї з визначеною швидкістю продувають гаряче повітря. Для зменшення необхідної швидкості руху повітря й інтенсифікації процесу, часточкам сипучої продукції за допомогою спеціальних пристроїв можуть надавати вібрації з прискоренням більшим від прискорення вільного падіння. Відомі вібраційні сушарки для сипучих матеріалів, що містять корпус і поярусно розміщені в ньому віброточки, які обладнані індивідуальними віброприводами [28]. Недоліками даних лоткових сушарок є низька ефективність процесу сушіння, велика протяжність віброточок та їхня динамічна неврівноваженість, унаслідок чого на опорну раму передаються значні динамічні навантаження. Тому в переробних галузях

сільськогосподарського виробництва широко поширені вертикальні шахтні сушарки, що мають велику продуктивність при малих використовуваних виробничих площах. Однак, даним сушаркам властивий такий недолік, як погане перемішування сипучого матеріалу в процесі обробки, внаслідок чого матеріал, що пройшов обробку, для вирівнювання вологості по всьому об'ємі повинен визначений час “відлежатись”.

Використовувати одночасно переваги і вібраційних лоткових, і шахтних сушарок дозволяє вібраційна шахтна сушарка зі складеним вертикальним валом, яка розроблена у Вінницькому національному аграрному університеті [19, 72]. Конструктивна схема вібраційної сушарки зображена на мал. 5.52. Вібраційна сушарка складається із теплоізольованої камери 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою пружних елементів 3 поярусно встановлені спіралеподібні лотки 4 з перфорованим дном. Напрямок завивки спіралей суміжних лотків зустрічний. Пружні елементи 3 розміщені рівномірно по колу. Зверху до теплоізольованої камери 1 жорстко прикріплений завантажувальний бункер 5.

Усередині спіралеподібних лотків 4 на підшипниках змонтовано вертикальні вали 6, із розміщеними на їх кінцях верхніми 7 та нижніми 8 парами дебалансних вантажів. У нерухомій вібраційній сушарці осі вертикальних валів 6 співпадають. Пари дебалансних вантажів 7 і 8 встановлені таким чином, щоб між площинами які проходять через їх центри мас й осі вертикальних валів 6 утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною у 30–150°. Причому кут розвороту α , який відраховується в напрямі від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої, для суміжних лотків має зустрічний напрям відліку, що співпадає із напрямком завивки спіралі лотка. Вертикальні вали 6 з'єднані між собою за допомогою еластичних муфт 9 і утворюють складений вертикальний вал, який своїм верхнім кінцем за допомогою такої ж еластичної муфти 9, з'єднаний із приводним електродвигуном 10. Найнижча пара дебалансних вантажів 8 та приводний електродвигун 10 закриті кожухами 11 і 12, відповідно. Спіралеподібні лотки 4 обладнані одним приймальним 13 і одним перепускним 14 люками, що розміщені на початку та в кінці спіралей. Причому в суміжних

лотках 4 під перепускним люком знаходиться приймальний та навпаки. Під перепускним люком 14 нижнього лотка знаходиться приймальний бункер 15.



Малюнок 5.52 - Конструктивна схема вібраційної сушарки зі складеним вертикальним валом

Суміжні спіралеподібні лотки 4 з'єднані між собою за допомогою внутрішніх 16 та зовнішніх 17 еластичних ущільнень таким чином, що

утворюють гнучкі внутрішню та зовнішню повітронепроникні труби. Таким же еластичним ущільненням 17 нижній лоток з'єднується із нижньою опорною панеллю 2. В нижній частині тепло ізольованої камери встановлений теплогенератор 18.

Вібраційна сушарка працює наступним чином. При включенні приводного електродвигуна 10 обертовий рух через еластичні муфти 9 передається до вертикальних валів 6 із парами дебалансних вантажів 7 і 8, що призводить до виникнення системи двох взаємно-нерухомих обертових відцентрових сил, які діють на кожен вертикальний вал 6. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання спіралеподібних лотків 4, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати, як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, що складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, які зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків 4 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок. Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального вала 6 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів, α від нижньої пари дебалансних вантажів 8 до верхньої 7 за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$, і в суміжних лотках цей кут має зустрічний напрям, то вібротранспортування оброблюваного матеріалу на суміжних лотках буде зустрічним і співпадатиме із напрямком завивки спіралі лотка.

Оброблюваний матеріал із завантажувального бункера 5 подається на приймальний люк 13, що розміщений на початку спіралі верхнього лотка 4 й переміщається вздовж нього до перепускного люка 14. Звідки оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 13, що розміщений у кінці спіралі другого лотка й транспортується до перепускного люка 14 цього лотка, який знаходиться на початку його спіралі, де оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 13 наступного під ним лотка. Таким чином, оброблюваний матеріал почергово проходить через усі лотки 4 й подається до приймального

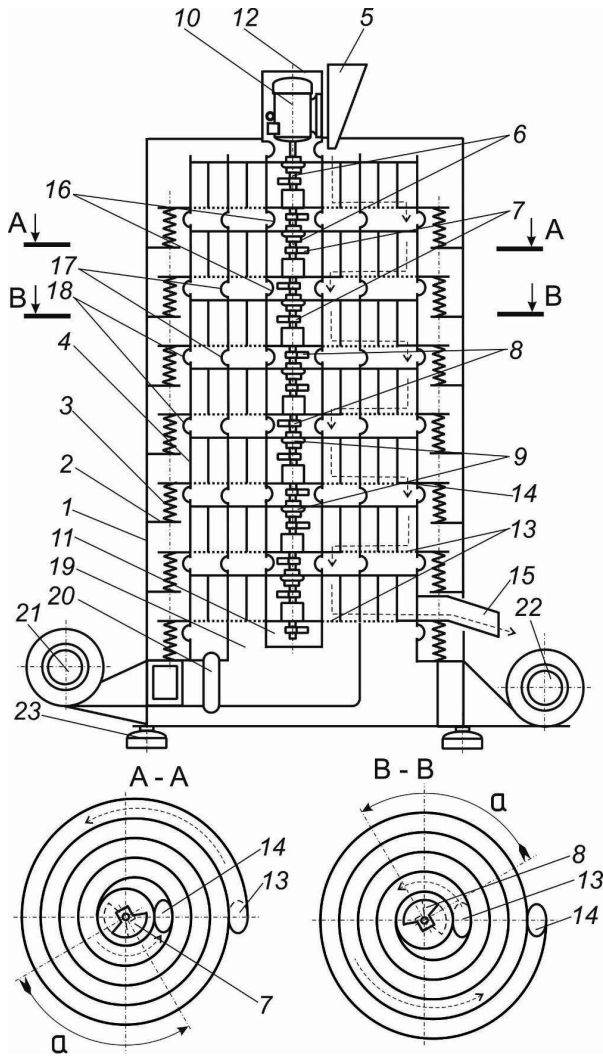
бункера 15. На мал. 5.52 напрям руху оброблюваного матеріалу показаний пунктирними стрілками. Підігріте теплогенератором 18 повітря проходить через перфоровані днища усіх лотків 4, послідовно висушує оброблюваний матеріал, який знаходиться у псевдозрідженому стані, та видаляється в атмосферу. Еластичні ущільнення 16 та 17 спрямовують потік підігрітого повітря від одного лотка до іншого, водночас дозволяючи їм здійснювати коливання.

Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 7 і 8, їх ексцентриситет, шляхом повертання дебалансних вантажів один відносно одного у кожній парі, та кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 й точок їх поверхонь. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків 4, а, отже, час обробітку, залежно від вихідних параметрів вологості. Застосування інерційного дебалансного вібропривода лотків та встановлення їх на панелях за допомогою пружин дозволяє забезпечити автоматичне динамічне балансування коливних частин вібраційної сушарки та надійну віброізоляцію теплоізольованої камери, оскільки інерційні сили, що виникають при обертанні дебалансних вантажів зрівноважуються такими ж по величині інерційними силами, що виникають при коливному русі лотків.

У Вінницькому національному аграрному університеті розроблена також вібраційна сушарка переміжного нагрівання зі складеним вертикальним приводним валом, що дозволяє поєднати переваги вібраційних лоткових і шахтних сушарок, у якій для інтенсифікації процесу сушіння поряд із використанням псевдозрідженого стану використовується явище термодифузії [18, 79] або переміщення вологи в матеріалі під дією градієнта температур (за напрямком потоку теплоти), яка має менш енергомісткий процес сушіння, а кінцевий продукт після підсушування в ній має рівномірну вологість. Конструктивна схема такої вібраційної сушарки зображена на мал. 5.53.

Вібраційна сушарка складається із теплоізольованої камери 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою пружних елементів 3 поярусно встановлені спіралеподібні лотки 4 з перфорованим дном. Напряв завивки спіралей суміжних лотків зустрічний. Пружні елементи 3 розміщені рівномірно по колу. Зверху до теплоізольованої камери 1 жорстко прикріплений завантажувальний бункер 5. В середині спіралеподібних лотків 4 на підшипниках змонтовано вертикальні вали 6, із розміщеними на їх кінцях верхніми 7 та нижніми 8 парами дебалансних вантажів.

У нерухомій вібраційній сушарці осі вертикальних валів 6 збігаються. Пари дебалансних вантажів 7 і 8 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їх центри мас й осі вертикальних валів 6, утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною у 30–150°. Причому кут розвороту α , який відраховується в напрямі від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої, для суміжних лотків має зустрічний напрям відліку й збігається із напрямком завивки спіралі лотка. Вертикальні вали 6 з'єднані між собою за допомогою еластичних муфт 9 і утворюють складений вертикальний вал, який своїм верхнім кінцем, за допомогою такої ж еластичної муфти 9, з'єднаний із приводним електродвигуном 10. Найнижча пара дебалансних вантажів 8 та приводний електродвигун 10 закриті кожухами 11 і 12, відповідно. Спіралеподібні лотки 4 обладнані одним приймальним 13 і одним перепускним 14 люками, що розміщені на початку та вкінці спіралей. Причому в суміжних лотках 4, під перепускним люком знаходиться приймальний та навпаки. В кінці нижнього лотка знаходиться вивантажувальний люк 15. Суміжні спіралеподібні лотки 4 з'єднані між собою за допомогою внутрішніх 16, середніх 17 та зовнішніх 18 еластичних ущільнень таким чином, що утворюють гнучкі повітронепроникні труби. Таким же еластичним ущільненням 18 нижній лоток з'єднується із нижньою опорною панеллю 2. До нижнього лотка кріпиться патрубок 19, який через еластичне ущільнення 20 з'єднаний з електрокалорифером 21. У нижній частині теплоізольованої камери 1 встановлений вентилятор 22, а сама камера 1 встановлена на віброопорах 23.



Малюнок 5.53 - Принципова схема вібраційної шахтної сушарки переміжного нагрівання

Вібраційна сушарка переміжного нагрівання працює таким чином. При включенні приводного електродвигуна 10, обертовий рух через еластичні муфти 9 передається до вертикальних валів 6 із парами дебалансних вантажів 7 і 8, що

призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, що діють на кожен вертикальний вал 6 [1-5], яку можна звести до обертового збурюючого динамічного гвинта. Під дією цього обертового динамічного гвинта генеруються складні просторові коливання спіралеподібних лотків 4, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати, як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків 4 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок.

Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального вала 6 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів, α від нижньої пари дебалансних вантажів 8 до верхньої 7 за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$, і в суміжних лотках цей кут має зустрічний напрям, то вібротранспортування оброблюваного матеріалу на суміжних лотках буде зустрічним і збігатиметься із напрямком завивки спіралі лотка.

Оброблюваний матеріал із завантажувального бункера 5 подається на приймальний люк 13, що розміщений на початку спіралі верхнього лотка 4 і переміщається вздовж нього до перепускного люка 14. Звідси оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 13, що розміщений у кінці спіралі другого лотка й транспортується до перепускного люка 14 цього лотка, який знаходиться на початку його спіралі, де оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 13 наступного під ним лотка. Таким чином, оброблюваний матеріал по чергово проходить через усі лотки 4 і подається до вивантажувального люка 15. На мал. 53 напрям руху оброблюваного матеріалу показаний пунктирними стрілками.

Підігріте електрокалорифером 21 повітря проходить через еластичний ущільнювач 20 та патрубков 19 у внутрішню нагрівну камеру, що утворюється внутрішніми 16 та середніми 17 еластичними ущільненнями й проходячи через

перфоровані днища всіх лотків 4, періодично нагріває оброблюваний матеріал, який знаходиться у псевдо зрідженому стані та видаляється в атмосферу. Еластичні ущільнення 16 та 17 спрямовують потік підігрітого повітря від одного лотка до іншого, водночас дозволяючи їм здійснювати коливання. Водночас, атмосферне повітря від вентилятора 22 подається в зовнішню охолоджувальну камеру, що утворюється середніми 17 та зовнішніми 18 еластичними ущільненнями й проходячи через перфоровані днища всіх лотків 4, періодично охолоджує оброблюваний матеріал, який знаходиться у псевдозрідженому стані та видаляється в атмосферу. Отже, оброблюваний матеріал, рухаючись по середніх частинах спіралеподібних лотків 4, періодично нагрівається в нагрівних камерах, а попадаючи до охолоджувальних камер, що знаходяться в зовнішніх частинах спіралеподібних лотків 4, періодично охолоджується, таким чином, створюються умови для виникнення явища термодифузії або переміщення вологи в зернинах матеріалу під дією градієнта температур (за напрямком потоку теплоти), що істотно інтенсифікує процес сушіння матеріалу.

Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 7 і 8, їх ексцентриситет, шляхом повертання дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі, та кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 і точок їх поверхонь. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків 4, а, отже, час обробітку, залежно від вихідних параметрів вологості.

Дана конструкція вібраційної шахтної сушарки переміжного нагрівання зі складеним вертикальним валом дозволяє поєднати переваги шахтних і вібраційних лоткових сушарок, а для інтенсифікації процесу сушіння поряд із використанням псевдозрідженого стану використовується явище термодифузії. Сушарка дозволяє зменшити питомі енерговитрати порівняно з існуючими шахтними сушарками а використання само-балансного відцентрового вібропривода робить конструкцію добре збалансованою, що покращує умови праці та запобігає передачі вібрації на навколишнє обладнання.

5.4 Вібраційні змішувачі із вертикальними приводними дебалансними валами

Приготування сумішей із сипучих матеріалів із різними фізико-механічними властивостями є невід'ємною складовою частиною багатьох сучасних технологічних процесів у металургійній, гірничовидобувній, будівельній, легкій, харчовій галузях промисловості, а також у сільськогосподарському виробництві. З цією метою широкого застосування набули змішувачі, в яких основним робочим органом є обертовий барабан або вал із лопатками чи шнек, що обертається в горизонтальному циліндричному чи в U-подібному корпусі [15]. Але в традиційних змішувачах важко забезпечити високу однорідність змішування матеріалів із різними фізико-механічними властивостями, крім того, вони, як правило, мають високі питомі енерговитрати та тривалі робочі цикли.

Переміщенню частинок матеріалів, що змішуються, протидіють сили інерції, а також сили сухого внутрішнього тертя (тертя частинок матеріалу одна об одну) й сили сухого зовнішнього тертя (тертя частинок матеріалу об контейнер та лопатки змішувача), які, як правило, на порядок нижчі від сил сухого внутрішнього тертя. Окрім того, при змішуванні переборюються сили тяжіння, які стараються опустити частинки матеріалів донизу, що призводить до їх розшарування.

Водночас відомо, що при вібрації контейнерів, у яких знаходиться сипуче середовище, із амплітудами прискорень більшими за прискорення вільного падіння, виникає хаотичний рух частинок, що призводить до їх перемішування. При цьому спостерігається зменшення ефективних коефіцієнтів сухого тертя, а також можливий перехід від сухого тертя (коли, для того, щоб викликати рух тіла, необхідна деяка скінчена сила) до в'язкого тертя (коли рух тіла можна викликати як завгодно малою силою). Отже, надання вищевказаних вібрацій робочим контейнерам змішувачів призводить до більш інтенсивного перемішування компонентів суміші, що забезпечуватиме високу якість змішування матеріалів із різними фізико-механічними властивостями, при мало

тривалих робочих циклах (до 10-20 хв.) [15]. Окрім того, вібрація зменшує ефективний коефіцієнт тертя, (як внутрішнього, так і зовнішнього) і, як наслідок, зменшується енергоємність процесу змішування. Такі вібраційні змішувачі мають, як правило, циліндричний чи в U-подібний корпус із віброприводом, всередині яких від окремого привода, обертається вал із лопатками чи шнек. Однак застосування двох приводів ускладнює конструкцію та підвищує її вартість при порівняно невисокій якості змішування, оскільки частинки матеріалів, що змішуються, здійснюють циркуляційний рух тільки в одній вертикальній площині.

Оскільки, якість змішування визначається рівномірністю розподілу компонентів у загальному об'ємі суміші, то з метою рівномірного розподілу компонентів частинкам матеріалів необхідно надати такі траєкторії, які забезпечували б найбільшу можливість їх перетину. Як відомо, циркуляційний рух робочого середовища найскладніший характер (із найбільшою можливістю перетину) має у торових вібраційних машинах з вертикальним приводним валом. Тому доцільно робочі контейнери вібраційних змішувачів виконувати тороподібними із вертикальними приводними валами.

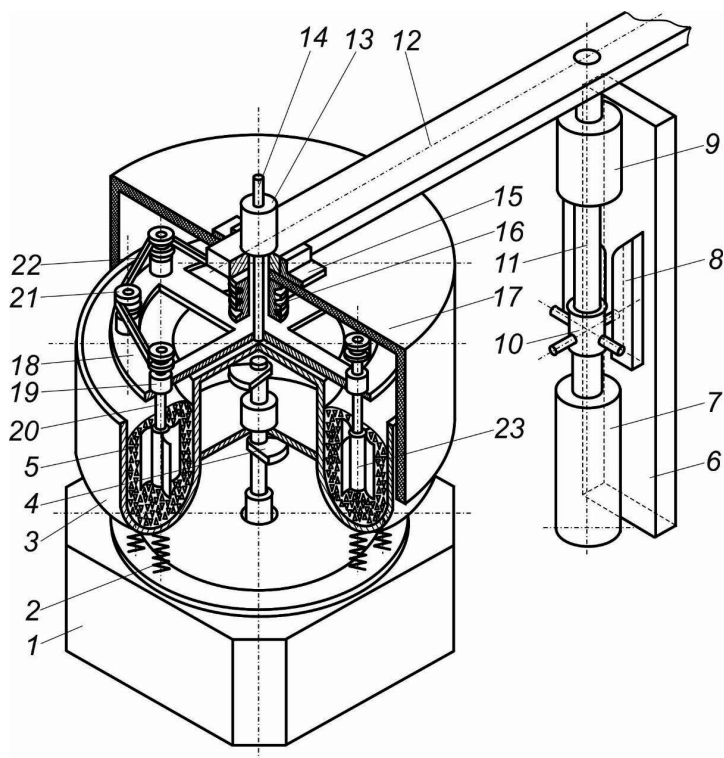
Конструктивна схема такого віброзмішувача [24], що розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті, представлена на мал. 5.54.

Вібраційний змішувач містить: раму 1, на якій за допомогою пружних елементів 2 встановлюються тороподібний контейнер 3 з електромеханічним приводом і відцентровим вібробуджувачем 4, заповнений змішуваним сипучим середовищем 5. Вібробуджувач 4 приводиться в рух від електродвигуна (на мал. 54. не показаний) і являє собою вертикальний вал із встановленими на його кінцях парами дебалансних вантажів, які можна провертати навколо вала й фіксувати їх положення стяжними болтами. Кут α між площинами, що проходять через центри мас пар дебалансних вантажів та вісь вертикального привідного вала є кутом розвороту дебалансних вантажів. На певній відстані від рами 1 встановлюється вертикальна стійка 6 із прикріпленими до неї: пневмоциліндром 7, напрямними 8 та шарнірною 9 втулкою. На штоку

пневмоциліндра 7 за допомогою упорного підшипника встановлена пальцева хрестовина 10, що, у свою чергу, жорстко кріпиться до штанги 11, на верхньому кінці останньої жорстко встановлена траверса 12, на кінці якої знаходиться підвіска для крильчаток зі шпindelьними пристроями. Підвіска встановлюється на траверсі 12 співвісно з вертикальною віссю тороподібного контейнера 3 за допомогою центрального шарніра 13 з вертикальною віссю 14. Крім того, до кінця траверси 12 за допомогою кронштейнів 15 кріпиться центральний нерухомий багатопасовий шків 16 і шумопоглинальний ковпак 17, установлені з зазором співвісно з центральним шарніром 13 і вертикальною віссю 14. До нижнього кінця останньої жорстко кріпиться водило 18, із установлені на ньому шпindelьними пристроями для кріплення крильчаток. Шпindelьні пристрої, у свою чергу, складаються із вертикальних шарнірів 19 з вертикальними осями 20, до верхніх кінців яких кріпляться приводні шківів 21, зв'язані з центральним шківом 16 за допомогою пасів 22, а до нижніх – крильчатки 23.

Змішувач працює наступним чином.

При включенні вібропривода контейнера генеруються складні просторові коливання тороподібного контейнера 3, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж його кільцевої осі квазіхвилі, яка складається із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвилі, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь тороподібного контейнера 3 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування сипучого матеріалу 5 вздовж кільцевої осі тороїда й навколо неї. Напрямок вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального приводного вала 4 й завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$. Потік сипучого середовища, що здійснює циркуляційний рух, створює динамічний напір, який діє на розміщені в сипучому середовищі крильчатки 23, що встановлені на підвісках.



Малюнок 5.54 - Конструктивна схема вібраційного змішувача із вертикальним приводним валом: 1 - рама; 2 - пружні елементи; 3 - тороподібний контейнер; 4 - відцентровий вібробуджувач; 5 - змішуване сипуче середовище; 6 - опора; 7 - пневмоциліндр; 8 - напрямні; 9 - шарнірна втулка; 10 - пальцева хрестовина; 11 - штанга; 12 - траверса; 13 - центральний шарнір; 14 - центральна вісь; 15 - кронштейн; 16 - центральний шків; 17 - шумопоглинальний ковпак; 18 - водило; 19 - вертикальні шарніри; 20 - вертикальні осі; 21 - приводні шківни; 22 - паси; 24 - крильчатки

У результаті чого, з боку сипучого середовища на крильчатку діє сила F_k , величину якої можна визначити за залежністю (39). Під впливом цієї сили крильчатки разом зі шпindelними пристроями починають здійснювати рух

уздовж кільцевої осі тороїда, що викликає обертання водила навколо його вертикальної осі під впливом обертового моменту L_B , величину якого можна визначити за залежністю (76).

Шпindelльні пристрої зв'язані за допомогою приводних шківів 21 і пасів 22 з центральним нерухомим багатопасовим шківом 16 і рухаються під напором циркулярного руху сипучого середовища 5, навколо нього, що призводить до обертання шпindelльних пристроїв навколо своїх вертикальних осей 20 з кутовою швидкістю $\omega_{ш}$, величину якої можна визначити за залежністю (77). Обертання шпindelльних пристроїв можливе при дотриманні рівності (78).

Для збільшення обертового моменту на водилі 18 у змішувачі передбачена можливість встановлення вертикальних вітрильних пластин, що кріпляться до водила 18 і занурюються в сипуче середовище 5 з метою збільшення обертового моменту на водилі на величину моменту від сил лобового опору вищевказаних пластин. У процесі віброобробки шпindelльні пристрої обертаються навколо власних вертикальних осей 20 і одночасно з водилом навколо центральної осі 14, тобто здійснюють планетарний рух. Одночасно, такий же рух роблять і прикріплені до них крильчатки. В процесі роботи крильчатки постійно повертаються і сприяють кращому перемішуванню сипучого середовища, чим забезпечується висока продуктивність і якість змішування. Після закінчення циклу роботи відкривається вивантажувальний люк (на мал. 54 не показаний) у нижній частині тороподібного контейнера 3 й сипуче середовище під дією вібрації “витікає” із контейнера 3. Для завантаження нової порції сипучого середовища необхідно включити пневмоциліндр 7 і його шток підніме пальцеву хрестовину 10, штангу 11 і траверсу 12, при цьому підвіски разом з крильчатками витягаються з контейнерів. Після завантаження нової порції сипучого середовища пневмоциліндр 7 виключається й траверса 12 разом зі штангою 11 і підвісками з крильчатками 23 починають опускатися під дією власної ваги. В процесі опускання пальцева хрестовина 10 набігає на скошену ділянку напрямних 8 і забезпечує опускання водил 18 та підвісок разом з крильчатками 23 строго уздовж вертикальних осей тороподібних контейнерів 3. При цьому

крильчатки занурюються в сипуче середовище й починається процес змішування.

Коливний рух тороподібного контейнера та повертання крильчаток у даному вібраційному змішувачі здійснюється від одного приводного електродвигуна, що значно здешевлює та спрощує його конструкцію, при одночасному покращенні якості змішування завдяки використанню контейнера тороподібної форми. Шляхом зміни маси пар дебалансних вантажів на привідному валу та їх ексцентриситету, при повертанні дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі, та кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань тороподібного контейнера з і точок їх поверхонь. При цьому буде змінюватись інтенсивність циркуляційного руху сипучого середовища, а, отже, ефективність його змішування. Застосування інерційного вібропривода тороподібного контейнера та встановлення його на рамі за допомогою пружин дозволяє забезпечити автоматичне динамічне балансування коливних частин вібраційного змішувача, надійну його віброізоляцію, оскільки інерційні сили, що виникають при обертанні дебалансних вантажів врівноважуються такими ж по величині інерційними силами, що виникають при коливному русі тороподібного контейнера.

Оскільки, якість змішування визначається рівномірністю розподілу компонентів у загальному об'ємі суміші, то з метою рівномірного розподілу компонентів частинкам матеріалів необхідно надати такі траєкторії, які забезпечували б найбільшу можливість їх перетину. Як відомо, циркуляційний рух робочого середовища найскладніший характер (із найбільшою можливістю перетину) має в торових вібраційних машинах з вертикальним привідним валом. Тому доцільно робочі контейнери вібраційних змішувачів виконувати тороподібними із вертикальними приводними валами [77]. В тороподібних контейнерах вібраційних машин сипуче середовище під дією вібрації рухається вздовж кільцевої осі тороїда та навколо неї, при цьому в зонах контейнера, розташованих поблизу кільцевої осі, інтенсивність перемішування найнижча.

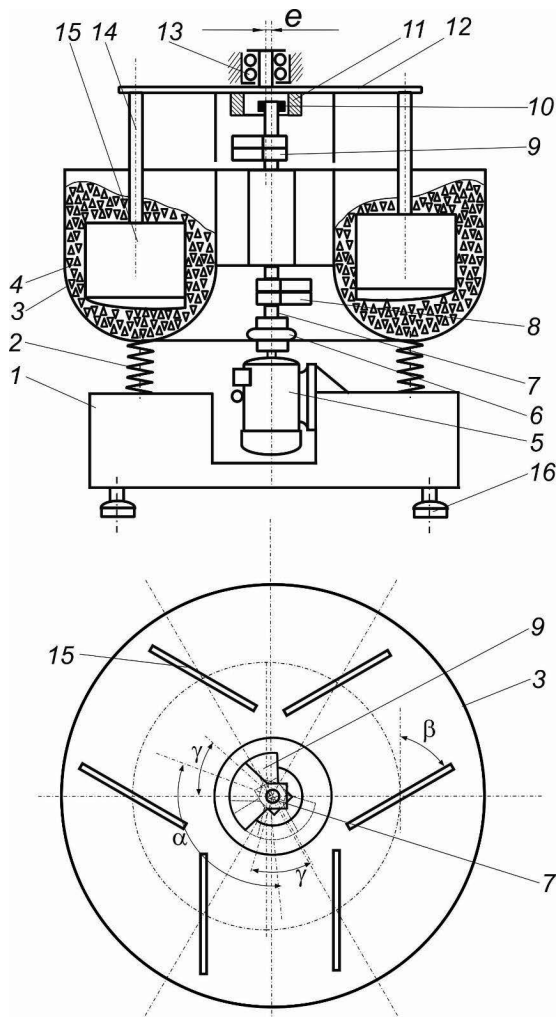
Отже, в конструкції таких змішувачів доцільно передбачувати пристрої, які б спрямовували сипуче середовище від кільцевої осі до периферії контейнера, що істотно підвищувало б інтенсивність змішування та покращувало б його якість.

Конструктивна схема такого віброзмішувача представлена на мал. 5.55.

Вібраційний змішувач складається [21] з установленого на станині 1 за допомогою пружних елементів 2 тороподібного контейнера 3, що заповнений змішуваним сипучим середовищем 4. Електромеханічний привод із відцентровим віброзбуджувачем містить електродвигун 5, який через еластичну муфту 6, зв'язаний з вертикальним приводним валом 7 із установленими на його кінцях нижніми 8 та верхніми 9 парами дебалансних вантажів, які можна провертати навколо валів і фіксувати їх положення стяжними болтами. Кут α між площинами, що проходять через центри мас пар дебалансних вантажів та вісь вертикальних привідних валів, є кутом розвороту дебалансних вантажів. На верхній кінець привідного вала 7 насаджена зносостійка насадка 10, що розміщена із зазором у вертикальній втулці 11, прикріпленій знизу в центрі до водила 12. Водило 12 встановлене за допомогою підшипникових вузлів 13 з ексцентриситетом e відносно осі вертикального привідного вала 7. Знизу по периферії до водила кріпляться вертикальні стойки 14 з лопатками 15, що рівномірно розміщені по колу, яке має радіус рівний радіусу кільцевої осі тороподібного контейнера. Лопатки 15 встановлені під кутом у $30\text{--}60^\circ$ до кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача, причому кут встановлення суміжних лопаток відносно кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача однаковий за величиною, але протилежний за напрямком.

Вібраційний змішувач працює таким чином. При включенні вібропривода генеруються складні просторові коливання тороподібного контейнера 3, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж його кільцевої осі квазіхвилі, яка складається із біжучих повздовжньої й поперечної квазіхвилі, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь тороподібного контейнера 3 призводять до інтенсивного перемішування й

вібротранспортування змішаного сипучого середовища 4 вздовж кільцевої осі тороподібного контейнера й навколо неї.



Малюнок 5.55 - Конструктивна схема вібраційного змішувача з вертикальними приводним та лопатевим валами

Напрямок вібротранспортування шару сипучого середовища 4 не залежить від напрямку обертання вертикального приводного вала 7 і завжди здійснюється

в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α , від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої, за умови, що цей кут не перевищує $\alpha < 180^\circ$.

Під час коливань контейнера зносостійка насадка 10, яка насаджена на верхній кінець приводного вала 7 вдарятиметься об внутрішню поверхню прикріпленої до водила 12 втулки 11 та повертатиме водило 12 з лопатками 15 назустріч циркуляційному руху сипучого середовища 4. При повертанні водила 12, лопатки 15 по чергово спрямовуватимуть сипуче середовище 4 поперек кільцевої осі контейнера змішувача 3 від його центру до периферії і навпаки, інтенсифікуючи процес змішування.

Оскільки, напрям повертання водила 12 співпадає з напрямком обертання вертикального привідного вала 7, то для забезпечення зустрічного вібротранспортування сипучого середовища 4, необхідно розмістити пари дебалансних вантажів 8 і 9 на приводному валу 7 таким чином щоб напрям підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α , від нижньої пари дебалансних вантажів 8 до верхньої 9 був направлений проти напрямку обертання вертикального привідного вала 7. Внутрішній діаметр втулки 11 та зовнішній діаметр зносостійкої насадки 10 вибираються таким чином, щоб зазор між останніми був на 0,5-1,5 мм меншим від горизонтальної складової амплітуди коливань контейнера 3. Оскільки, при більших значеннях величини цього зазору на станину 1 передаватимуться значні динамічні навантаження та спотворюватиметься траєкторія коливань тороподібного контейнера 3, а при менших значеннях – зусилля, що передаються від приводного вала 7 на водило 12 будуть недостатніми для повертання останнього. Кут встановлення лопаток 15 відносно кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача 3 повинен знаходитись у межах $30-60^\circ$, оскільки при інших його значеннях поперечне переміщення сипучого середовища буде малоінтенсивним.

Шляхом зміни маси пар дебалансних вантажів на привідному валу та їх ексцентриситету, при повертанні дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі на кут γ , та кута взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах регулювати складові траєкторії коливань

тороподібного контейнера 3 і точок його поверхонь, а також регулювати швидкість обертання лопатевого вала. При цьому буде змінюватись інтенсивність циркуляційного руху сипучого середовища, а, отже, ефективність змішування. Завдяки додатковому примусовому руху лопатевого вала навколо вертикальної осі, зростає інтенсивність змішування, що призводить до зростання продуктивності процесу змішування при меншій енергоємності та вартості обладнання.

Коливний рух тороподібного контейнера та провертання лопатевого вала в даному вібраційному змішувачі здійснюється від одного приводного електродвигуна, що значно здешевлює та спрощує його конструкцію, при одночасному покращенні якості змішування завдяки використанню контейнера тороподібної форми. При цьому також підвищується надійність роботи ущільнень підшипникових вузлів лопатевого вала, оскільки вони не контактують із змішуваним сипучим середовищем.

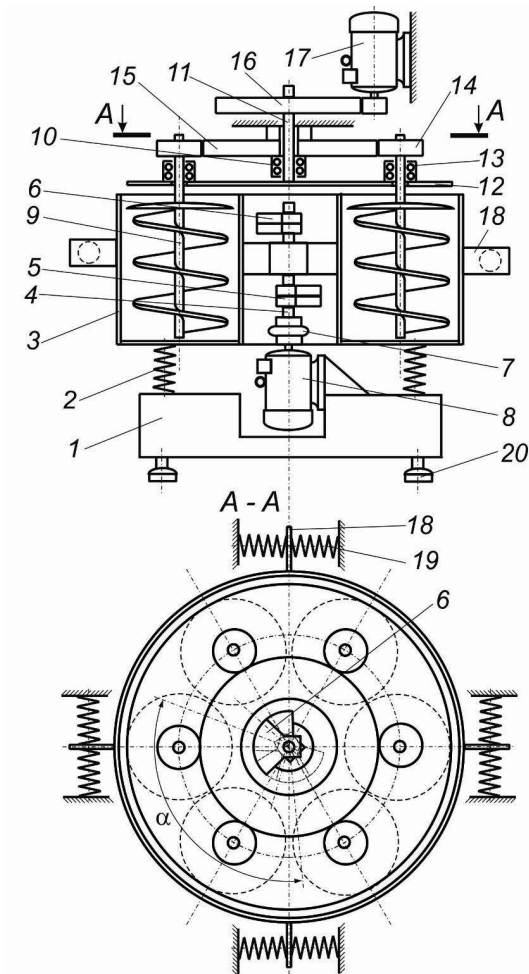
З метою інтенсифікації процесу змішування шляхом збільшення швидкості обертання вертикальних лопатевих валів доцільно для їх привода використати додатковий приводний електродвигун, а самі змішувальні вали виконати шнековими для підвищення їх перемішувальної здатності при зустрічному спрямуванні суміжними валами змішувача сипучого середовища у вертикальному напрямку. Конструктивна схема такого віброзмішувача, що також розроблена у Вінницькому національному аграрному університеті, представлена на мал. 5.56 [60, 74].

Шнековий вібропланетарний змішувач складається зі станини 1, на якій за допомогою пружних елементів 2 устанавлюється тороподібний корпус 3, обладнаний відцентровим віброзбуджувачем і заповнений змішуваним сипучим середовищем. Віброзбуджувач складається з приводного вертикального вала 4 та розміщеними на його кінцях нижніми 5 і верхніми 6 парами дебалансних вантажів, які розвернуті одна відносно одної таким чином, що між площинами, які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала утворений кут розвороту α у $30\text{--}150^\circ$ і приводиться в рух через еластичну муфту 7 від

приводного електродвигуна 8. Дебалансні вантажі можна провертати навколо вала 4 й фіксувати їх положення стяжними болтами. Підвіска лопатевих валів 9 встановлюється на незалежній від тороподібного корпусу 3 основі, співвісно з його вертикальною віссю. Підвіска складається зі встановленого за допомогою підшипників 10 на станині вертикального вала 11 з водилом 12, на якому рівномірно по колу, що має радіус рівний радіусу кільцевої осі тороподібного корпусу вібраційного змішувача, за допомогою підшипників 13 розміщені вертикальні лопатеві вали 9, на верхніх кінцях яких жорстко встановлені периферійні шестерні 14, які знаходяться в зачепленні з центральною нерухомою шестернею 15, що прикріплена до станини співвісно із вертикальним валом 11 та водилом 12. Лопатеві вали 9 обладнані гвинтовою шнековою поверхнею із однаковими, але протилежно направленими, для суміжних валів кутами, завивки. Вертикальний вал 11 підвіски за допомогою механічної передачі 16 зв'язаний із допоміжним електродвигуном 17. До тороподібного корпусу 3 приварені кронштейни 18, що спираються на горизонтальні пружини 19, які встановлені на станині. Станина 1 вібропланетарного змішувача встановлена на віброопорах 20.

Змішувач працює наступним чином. При включенні приводного електродвигуна 8 обертовий рух через еластичну муфту 7 передається на привідний вертикальний вал 4 із розміщеними на його кінцях нижніми 5 і верхніми 6 парами дебалансних вантажів, що призводить до виникнення двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання тороподібного корпусу 3, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж його кільцевої осі квазіхвилі, яка складається із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвилі, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь тороподібного корпусу 3 призводять до інтенсивного змішування й вібротранспортування сипучого матеріалу вздовж кільцевої осі тороїда й навколо неї. Напрямок вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального приводного вала 4 і завжди здійснюється в напрямку

підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів, α від нижньої пари дебалансних вантажів до верхньої за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$.



Малюнок 5.56 - Конструктивна схема вібропланетарного змішувача з вертикальними привідним та шинковими валами

При включенні допоміжного електродвигуна 17 обертовий рух через механічну передачу 16 передається на вертикальний вал 11 з водилом 12 та

встановленими на ньому вертикальними лопатевими валами 9, які починають здійснювати обертовий рух навколо осі вертикального вала 11 і внаслідок зачеплення периферійних шестерень 14 із центральною нерухомою 15, вертикальні лопатеві вали 9 починають здійснювати обертовий рух і навколо власних осей, тобто здійснювати планетарний рух. При цьому вертикальні лопатеві вали 9, внаслідок протилежного напрямку кутів завивки гвинтової шнекової поверхні для суміжних валів, спрямовують сипуче оброблюване середовище в зустрічних вертикальних напрямках, що призводить до його інтенсивного перемішування. Кронштейни 18 та горизонтальні пружини 19 служать для обмеження обертового руху тороподібного корпусу 3 навколо вертикальної осі, який може виникнути внаслідок обертання водила 12 разом з лопатевими валами 9 навколо цієї ж осі. Віброопори 20 служать для запобігання передачі вібрації від станини 1 до навколишнього обладнання.

Після закінчення циклу роботи відкривається вивантажувальний люк (на мал. 56 не показаний) у нижній частині тороподібного корпусу 3 й сипуче середовище під дією вібрації “витікає” із корпусу 3.

Шляхом вибору кутової швидкості допоміжного електродвигуна 17 та передавального числа механічної передачі 17, що зв’язує його із вертикальним валом 11 підвіски, можна встановити необхідну швидкість обертання водила 12 і лопатевих валів 9. Шляхом зміни маси пар дебалансних вантажів 5 і 6 на приводному валу 4 та їх ексцентриситету, при провертанні дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі, та кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів α , можна плавно, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань тороподібного корпусу 3 і точок його поверхні, а, отже, регулювати швидкість вібротранспортування сипучого середовища та ефективність його змішування.

5.5 Вібраційні дробарки і млини із вертикальними приводними дебалансними валами

Для подрібнення твердих тіл у різних галузях промисловості (гірничорудній, хімічній, будівельній, харчовій та ін.), а також у сільськогосподарському виробництві широкого застосування набули шоківі, гіраційні (конусні), молоткові (ударно-відцентрові), валкові, барабанні та кулькозаповнені вібраційні дробарки чи млини, в яких використовуються такі методи руйнування оброблюваного матеріалу як: роздавлювання, розколювання, удар та стирання. В силу своїх конструктивних особливостей та принципів роботи кожен із цих типів обладнання має свою область доцільного використання.

Поряд із ними, останнім часом, все більшого розповсюдження набувають вібраційні дробарки та млини із інерційними (дебалансними) вібробудувачами. Незаперечними перевагами таких дробарок та млинів порівняно із традиційними є вищий ступінь подрібнення, значно вища частота качань подрібнювальних тіл та більші зусилля подрібнення, а також перехід від принципу подрібнення при заданій деформації матеріалу до принципу подрібнення із заданим зусиллям, подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції. Отже, застосування вібраційного подрібнення матеріалу призводить до зменшення енергоємності процесу, вищої інтенсивності та якості подрібнення при менших втратах на переподрібнення.

Вказані вище переваги вібродробарок та вібромлинів роблять їх незамінними при подрібненні продукції в переробних галузях сільськогосподарського виробництва, наприклад, при виробництві круп, коли необхідно очистити зерно від луски (лущення гречки) або розділити її на декілька частин вздовж природних поверхонь поділу (лущення гороху). Інерційні віброприводи таких машин повинні розвивати зусилля, достатні для відколювання луски або поділу зернин вздовж природних поверхонь поділу, але ці зусилля мають бути меншими від зусиль руйнування ядра зернин, що

запобігатиме переподрібненню крупи та втраті її харчових і смакових властивостей.

Водночас, у відомих вібраційних дробарках рухомі подрібнювальні тіла в процесі роботи рухаються в напрямку до нерухомих подрібнювальних тіл або взагалі без поперечних переміщень, або при незначних поперечних переміщеннях, що при невеликій кількості поверхонь природного поділу в зернин (від однієї до декількох), внаслідок стохастичності процесу руху зернин призводить до защемлення відносно великої їх кількості між подрібнювальними тілами таким чином, що зусилля, які діють на зернину направлені під прямим (або близьким до нього) кутом до поверхонь природного поділу зернин. У таких умовах стає неможливим розділ зернин вздовж їх природних поверхонь поділу й зернина або взагалі не подрібнюється або руйнується ядро зернини й втрачається її харчова цінність.

Для усунення цього негативного явища необхідно, щоб рухомі подрібнювальні тіла вібраційних дробарок рухались у напрямку до нерухомих при значних поперечних переміщеннях, або точки поверхні рухомого подрібнювального тіла рухались по траєкторії, що має форму витягнутого еліпса із великою віссю паралельною до поверхні нерухомого подрібнювального тіла. За таких умов у процесі защемлення зернини між подрібнювальними тілами проходитиме і її провертання, а, отже, збільшуватиметься ймовірність того, що зусилля які діють на зернину, в окремі моменти часу будуть направлені під косим до поверхонь природного поділу зернин кутом або будуть паралельними до них, а, отже, створюватимуться умови для подрібнення зернин вздовж їх природних поверхонь поділу.

Реалізувати вказану траєкторію руху подрібнювальних тіл, а, отже, значно покращити якість подрібнення дозволяє запропонований одно-приводний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс, розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті [56, 78], який дозволяє поряд із якісним подрібненням здійснювати й розділ обробленого матеріалу на фракції (ядра та луску), причому, як рух подрібнювального тіла вібродробарки, так і рух

сепараторних сит здійснюється від одного електромеханічного відцентрового вібропривода із вертикальним дебалансним валом, що істотно спрощує конструкцію комплексу, підвищує його надійність та зменшує вартість і енергоємність процесу роботи.

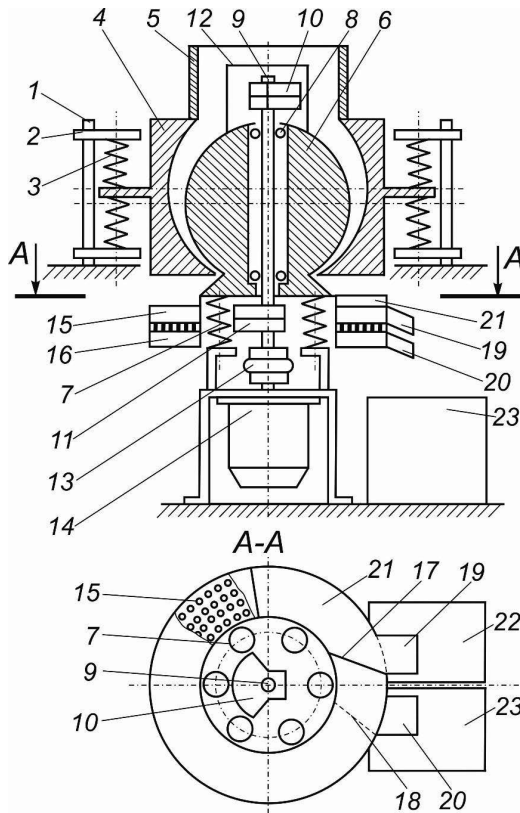
Принципова конструктивна схема одноприводного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу зображена на мал. 5.57. Комплекс складається зі змонтованої в корпусі, за допомогою шпильок 1, кронштейнів 2 і спарених пружних елементів 3, дробильної камери 4 із внутрішньою сферичною робочою поверхнею. Зверху до дробильної камери 4 жорстко прикріплений завантажувальний патрубок 5. В середині дробильної камери 4 встановлене із зазором рухоме подрібнювальне тіло 6, яке має сферичну зовнішню робочу поверхню і за допомогою пружних елементів 7 спирається на корпус. В середині сферичного подрібнювального тіла 6, на підшипниках 8 змонтовано вертикальний вал 9, із розміщеними на його кінцях верхньою 10 та нижньою 11 парами дебалансних вантажів. Причому пари дебалансних вантажів 10 і 11 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною в $30\text{--}150^\circ$. Верхня пара дебалансних вантажів 10 закрита, прикріпленим до сферичного подрібнювального тіла 6, кожухом 12. Нижній кінець вертикального вала 9 через еластичну муфту 13 з'єднаний із приводним електродвигуном 14. Нижня частина сферичного подрібнювального тіла 6 виконана у вигляді звуженого доверху зрізаного конуса, до нижньої площини якого прикріплений вивантажувальний канал, що складається із набору, встановлених один під одним кільцевих сепараційних лотків. Причому верхній кільцевий лоток 15 має робочу перфоровану доріжку із отворами, а нижній 16 – суцільну. В середині кільцевих лотків 15 і 16 закріплені вертикальні перегородки 17 та 18, в кінці яких змонтовані вивантажувальні вікна 19 і 20, відповідно. Над кінцем верхнього перфорованого сепараційного лотка 15 закріплено сектор суцільного кільцевого лотка 21, таким чином, щоб його кінець співпадав із верхньою вертикальною спрямовуючою перегородкою 17. Під

вивантажувальними вікнами 19 та 20 встановлені приймальні бункери 22 і 23, відповідно.

Сферичний вібраційний млин працює наступним чином.

При включенні приводного електродвигуна 14, обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального вала 9 із парами дебалансних вантажів 10 і 11, що призводить до виникнення системи двох взаємнонерухомих обертових відцентрових сил. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання сферичного подрібнювального тіла 6, які можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань центру мас по горизонтальній круговій траєкторії та кутових коливань навколо центру мас. При цьому кожна точка робочої поверхні сферичного подрібнювального тіла 6 коливається по траєкторії, яка має форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса. Такі коливання сферичного подрібнювального тіла 6 і точок його поверхні сприяють защемленню між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 і сферичного подрібнювального тіла 6 кусків оброблюваного матеріалу, їх повертання та руйнуванню вздовж поверхонь поділу, що сприяє зменшенню енергоємності процесу подрібнення і покращує якість та рівномірність розмірів кінцевого продукту. Оброблюваний матеріал подається до помольної камери 4 через завантажувальний патрубок 5. Після обробітку в помольній камері 4, оброблюваний матеріал скочується по конусній поверхні сферичного подрібнювального тіла 6 на верхній кільцевий перфорований лоток 15.

Оскільки, кільцеві лотки 15 і 16 жорстко прикріплені до сферичного подрібнювального тіла 6, то точки їх поверхонь також коливаються по траєкторіях, що мають форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса. Причому, точки поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16, які лежать на концентричному із віссю вертикального вала 9 колі, здійснюють ці коливання із зсувом фаз одна відносно одної. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16 можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90° .



Малюнок 5.57 - Принципова конструктивна схема одно-приводного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу

Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16 призводять до інтенсивного вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх кільцевих доріжок. При цьому оброблюваний матеріал невеликих розмірів просіюється через отвори перфорованої поверхні верхнього кільцевого лотка 15 і попадає на суцільну поверхню нижнього кільцевого лотка 16. При русі оброблюваного матеріалу вздовж кільцевих лотків 15 і 16 він ударяється об вертикальні перегородки 17 і 18, відповідно, і спрямовується ними до вивантажувальних вікон 19 та 20, а звітди попадає в приймальні бункери 22 і 23,

відповідно. Таким чином, здійснюється поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами.

Оскільки, для гарантування якісної сепарації обробленого матеріалу необхідно, щоб останній пройшов вздовж перфорованої поверхні певну відстань, то над верхнім кільцевим лотком 15, перед його спрямовуючою вертикальною перегородкою 17 закріплений сектор суцільного кільцевого лотка 21, який запобігає просипанню оброблюваного матеріалу на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 перед вивантажувальним вікном 19 і спрямовує його на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 за цим вікном. Довжина суцільного кільцевого лотка 21 повинна бути достатньою для якісної сепарації на такій же довжині поверхні кільцевого перфорованого лотка 15.

Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 10 і 11, їх ексцентриситет, шляхом провертання дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі, та кут взаємного розвороту α пар дебалансних вантажів 10 і 11, можна плавню, в широких межах, регулювати складові траєкторії коливань сферичного подрібнювального тіла 6 і точок його поверхні, а також точок поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. При цьому буде змінюватись зусилля із яким сферичне подрібнювальне тіло 6 діє на оброблюваний матеріал і швидкість вібротранспортування останнього вздовж поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. Шляхом переміщення кронштейнів 2 із спареними пружними елементами 3 вздовж шпильок 1, можна регулювати зазор між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 та подрібнювального тіла 6. При необхідності поділу обробленого матеріалу на декілька фракцій за розмірами, можна встановити один під одним декілька кільцевих лотків 15 із перфорованими поверхнями, які мають різні діаметри отворів.

Запропонована конструкція одноприводного вібраційного дробильно-сепараторного комплексу, внаслідок застосування принципу подрібнення із заданим зусиллям та оптимальної траєкторії коливань подрібнювального тіла, забезпечує подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції, а, отже, дозволяє якісно здійснювати процес

подрібнення зерна при меншій енергоємності процесу. Використання вібраційного сепараційного пристрою, що має один із подрібнювальним тілом електромеханічний відцентровий вібропривод, дозволяє також, якісно здійснювати поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами, при значно меншій енерго- та металоємності, а, отже, вартості усього комплексу.

Для збільшення продуктивності такого типу вібромлинів доцільно збільшити його фактичну робочу зону (місце помелу оброблюваного матеріалу). Оскільки, внаслідок кутових коливань сферичного мелючого тіла навколо його центра мас ця зона обмежена тільки тією частиною помольної камери, де відстань між робочими поверхнями сферичної помольної камери та сферичного мелючого тіла є приблизно рівною розмірам кусків матеріалу, що обробляється.

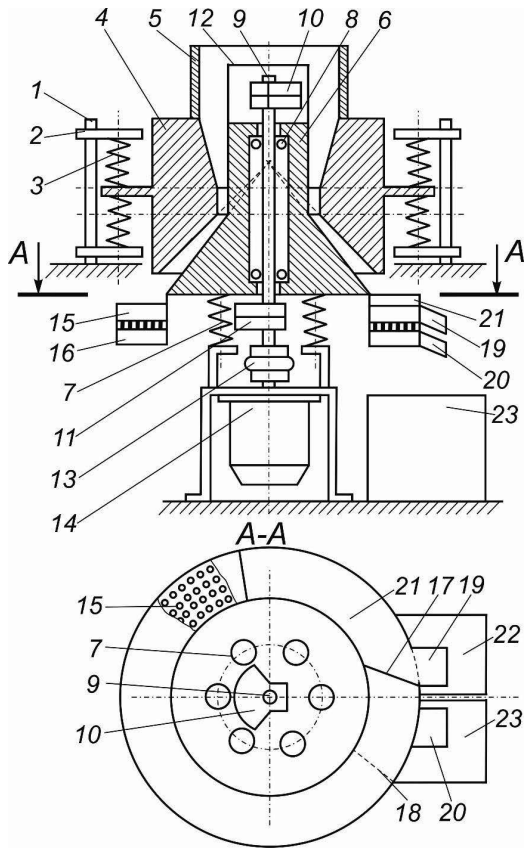
Отже, збільшити продуктивність такого вібраційного млина можна шляхом виготовлення робочих поверхонь помольної камери і мелючого тіла у вигляді зрізаних конусів, вершини яких збігаються із центром мас мелючого тіла в нерухомому стані, що забезпечить розширення фактичної робочої зони млина і таким чином підвищить його продуктивність.

Конструктивна схема конічного вібраційного млина, що розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті, зображена на мал. 5.58 [32]. Конічний вібраційний млин складається зі змонтованої в корпусі за допомогою шпильок 1, кронштейнів 2 і спарених пружних елементів 3 помольної камери 4, виконаної у вигляді двох взаємно перевернутих вертикальних зрізаних конусів зі спільною віссю симетрії. Зверху до помольної камери 4 жорстко прикріплений завантажувальний патрубок 5, всередині помольної камери 4 встановлене із зазором мелюче тіло 6, яке виготовлене у вигляді вертикальних циліндра та зрізаного конуса, що мають спільну вісь. При чому в неробочому стані млина, вертикальні осі симетрії помольної камери й мелючого тіла збігаються, а вершини конусів нижньої конусної поверхні помольної камери та конусної поверхні мелючого тіла збігаються із його центром мас. Мелюче тіло 6 за допомогою пружних елементів 7 спирається на корпус. У середині мелючого тіла 6 на підшипниках 8 змонтовано вертикальний вал 9 із розміщеними на його

кінцях верхньою 10 та нижньою 11 парами дебалансних вантажів. Причому, пари дебалансних вантажів 10 і 11 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала утворювався кут їх взаємного розвороту величиною у 30-150°. Верхня пара дебалансних вантажів 10 закрита, прикріпленим до мелючого тіла 6 кожухом 12. Нижній кінець вертикального вала 9 через еластичну муфту 13 з'єднаний із приводним електродвигуном 14. До нижньої площини мелючого тіла 6 прикріплений вивантажувальний канал, що складається із набору, встановлених один під одним кільцевих сепараційних лотків. Причому верхній 15 має перфоровану робочу доріжку, а нижній 16 – суцільну. Всередині лотків 15 і 16 закріплені вертикальні перегородки 17 та 18, в кінці яких закріплені вивантажувальні вікна 19 і 20, відповідно. Над кінцем верхнього перфорованого сепараційного лотка 15 закріплено сектор суцільного кільцевого лотка 21, таким чином, щоб його кінець збігався з верхньою вертикальною спрямовувальною перегородкою 17. Під вивантажувальними вікнами 19 та 20 встановлені приймальні бункери 22 і 23, відповідно.

Конічний вібраційний млин працює таким чином. При ввімкненні приводного електродвигуна 14 обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального вала 9 із парами дебалансних вантажів 10 і 11, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання мелючого тіла 6, які можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань центру мас по горизонтальній круговій траєкторії та кутових коливань навколо центру мас у вертикальному напрямку. При цьому кожна точка робочої поверхні мелючого тіла 6 коливається траєкторією, яка має форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса.

Такі коливання мелючого тіла 6 і точок його поверхні сприяють защемленню між конічними робочими поверхнями помольної камери 4 й мелючого тіла 6 кусків оброблюваного матеріалу, їх повертання та руйнування вздовж поверхонь поділу.



Малюнок 5.58 - Принципова конструктивна схема конічного вібраційного млина

Отже, фактична робоча зона млина (місце помелу оброблюваного матеріалу) розширюється на всю поверхню зрізаних конусів указаних робочих поверхонь, що підвищує продуктивність роботи вібраційного млина, сприяє зменшенню енергоємності процесу подрібнення й покращує якість та рівномірність розмірів кінцевого продукту.

Оброблюваний матеріал подається до помольної камери 4 через завантажувальний патрубок 5. Після обробки в помольній камері 4 оброблюваний матеріал скочується по конусній поверхні мелючого тіла 6 на

верхній кільцевий перфорований лоток 15. Оскільки, кільцеві лотки 15 і 16 жорстко прикріплені до мелючого тіла 6, то точки їх поверхонь також коливаються по траєкторіях, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої й поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90°. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16 призводять до інтенсивного вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх кільцевих доріжок. При цьому оброблюваний матеріал невеликих розмірів просіюється через отвори перфорованої поверхні верхнього кільцевого лотка 15 і потрапляє на суцільну поверхню нижнього кільцевого лотка 16. Під час руху оброблюваного матеріалу вздовж кільцевих лотків 15 і 16 він ударяється об вертикальні перегородки 17 і 18, відповідно, й спрямовується ними до вивантажувальних вікон 19 та 20, а звідти потрапляє в приймальні бункери 22 і 23, відповідно. Таким чином, здійснюється поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами.

Оскільки, для гарантування якісної сепарації обробленого матеріалу необхідно, щоб останній пройшов вздовж перфорованої поверхні певну відстань, то над верхнім кільцевим лотком 15 перед його спрямовувальною вертикальною перегородкою 17 закріплений сектор суцільного кільцевого лотка 21, який запобігає пересипанню оброблюваного матеріалу на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 перед вивантажувальним вікном 19 і спрямовує його на поверхню кільцевого перфорованого лотка 15 за цим вікном. Довжина суцільного кільцевого лотка 21 повинна бути достатньою для якісної сепарації на такій же довжині поверхні кільцевого перфорованого лотка 15.

Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 10 і 11, їх ексцентриситет, шляхом повертання дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі та кут взаємного розвороту пар дебалансних вантажів 10 і 11, можна плавно в широких межах регулювати складові траєкторії коливань мелючого тіла 6 і точок його поверхні, а також точок поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. При цьому будуть змінюватись зусилля, із яким мелюче тіло 6 діє на оброблюваний матеріал

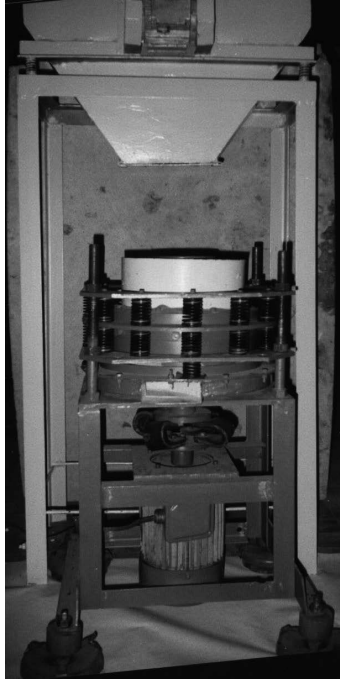
і швидкість вібротранспортування останнього вздовж поверхонь кільцевих лотків 15 та 16. Переміщуючи кронштейни 2 зі спареними пружними елементами 3 вздовж шпильок 1, можна регулювати зазор між конічними робочими поверхнями помольної камери 4 та мелючого тіла 6. При необхідності поділу обробленого матеріалу на кілька фракцій за розмірами можна встановити один під одним декілька кільцевих лотків 15 із перфорованими поверхнями, які мають різні діаметри отворів.

Зовнішній вигляд встановленого на віброопорах конічного вібраційного млина із завантажувальним бункером представлений на мал. 5.59. На мал. 5.60 наведений зовнішній вигляд конічного мелючого тіла із дебалансним валом, що встановлені на рамі за допомогою пружних елементів.

Для збільшення продуктивності та якості помелу доцільно мелючому тілу надати додаткового обертового руху, який сприятиме защемленню зернини між подрібнювальними тілами та її провертанню, що збільшить ймовірність того, що зусилля, які діють на зернину, в окремі моменти будуть направлені під косим до поверхонь природного поділу зернин кутом або будуть паралельними до них а, отже, створюватимуться умови для подрібнення зернин вздовж їхніх природних поверхонь поділу.

Конструктивна схема сферичного вібраційного млина із обертовим вальцем, що також розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті й реалізує вказаний принцип роботи, зображена на мал. 5.61 [55].

Сферичний вібраційний млин із обертовим вальцем складається зі змонтованої на корпусі за допомогою шпильок 1, кронштейнів 2 і спарених пружних елементів 3, помольної камери 4 із внутрішньою сферичною робочою поверхнею. Зверху до помольної камери 4 жорстко прикріплений завантажувальний патрубок 5, а знизу до помольної камери 4 прикріплений вібросепаратор, що складається із набору встановлених один під одним кільцевих сепараційних лотків. Причому верхній кільцевий лоток 6 має робочу перфоровану доріжку з отворами, а нижній 7 – суцільну.



Малюнок 5.59 - Зовнішній вигляд встановленого на віброопорах конічного вібраційного млина із завантажувальним бункером



Малюнок 5.60 - Зовнішній вигляд конічного мелючого тіла із дебалансним валом, що встановлені на рамі за допомогою пружних елементів

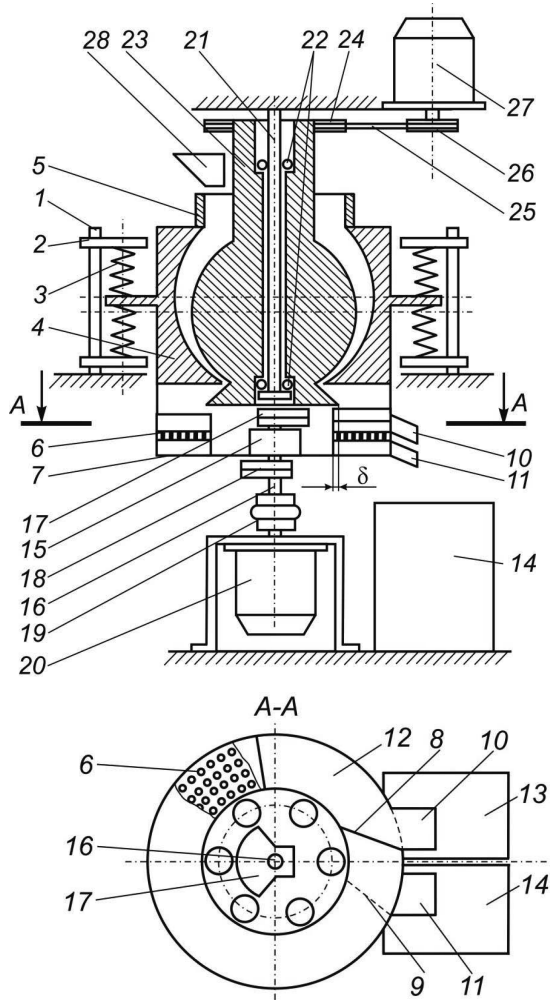
Всередині кільцевих лотків 6 і 7 закріплені вертикальні перегородки 8 та 9, у кінці яких змонтовані вивантажувальні вікна 10 і 11, відповідно. Над кінцем верхнього перфорованого сепараційного лотка 6 закріплено сектор суцільного кільцевого лотка 12 таким чином, щоб його кінець співпадав із верхньою вертикальною спрямовувальною перегородкою 8. Під вивантажувальними вікнами 10 та 11 встановлені приймальні бункери 13 і 14, відповідно.

У вібросепараторі за допомогою підшипникового вузла 15, співвісно з помольною камерою 4, встановлений вертикальний вал 16 із розміщеними на його кінцях верхньою 17 та нижньою 18 парами дебалансних вантажів. Причому пари дебалансних вантажів 17 і 18 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їхні центри мас і вісь вертикального вала утворювався кут їхнього взаємного розвороту α величиною $30 - 150^\circ$. Нижній кінець вертикального вала 16 через еластичну муфту 19 з'єднаний із приводним електродвигуном 20.

Усередині помольної камери 4, співвісно з нею на нерухомо закріпленій на корпусі осі 21 за допомогою підшипників 22 із зазором встановлений сферичний обертовий валець 23, який має сферичну зовнішню робочу поверхню. Нижня частина сферичного вальця 23 виконана у вигляді звуженого доверху зрізаного конуса, що розташований вище від кільцевих лотків 6 і 7 та має в основі круг з діаметром більшим, ніж діаметри внутрішніх кілець лотків 6 і 7 на величину не меншу, ніж три-чотири амплітуди коливань помольної камери, що достатньо для запобігання пересипанню зерна повз кільцеві лотки.

До верхнього кінця сферичного вальця 23 прикріплено ведений шків 24, який за допомогою паса 25 та ведучого шківка 26 з'єднаний з допоміжним електродвигуном 27. Над завантажувальним патрубком 5 розміщується горловина завантажувального бункера 28.

При ввімкненні приводного електродвигуна 20 обертовий рух через еластичну муфту 19 передається до вертикального вала 16 із парами дебалансних вантажів 17 і 18, що призводить до виникнення системи двох взаємнонерухомих обертових відцентрових сил.



Малюнок 5.61 - Принципова конструктивна схема сферичного вібраційного млина із обертовим вальцем

Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання помольної камери 4 та сепараційних лотків 6 і 7, які можна розглядати як суму двох коливань: поступальних коливань центру мас горизонтальною круговою траєкторією та кутових коливань навколо центру мас. При цьому кожна точка

сферичної робочої поверхні помольної камери 4 коливається траєкторією, яка має форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса.

При ввімкненні допоміжного електродвигуна 27 обертовий рух через ведений шків 24, пас 25 і ведучий шків 26 передається до сферичного обертового вальця 23. Коливання сферичної помольної камери 4 і точок її поверхонь та обертання сферичного вальця 23 сприяють защемленню між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 і сферичного вальця 23 зернин оброблюваного матеріалу, їхньому повертанню та руйнуванню вздовж поверхонь поділу, що сприяє зменшенню енергоємності процесу подрібнення й покращує якість та рівномірність розмірів кінцевого продукту.

Оброблюваний матеріал подається до помольної камери 4 через горловину завантажувального бункера 28. Після обробітку в помольній камері 4 оброблюваний матеріал скочується конусною поверхнею сферичного вальця 23 на верхній кільцевий перфорований лоток 6. Оскільки, кільцеві лотки 6 і 7 жорстко прикріплені до помольної камери 4, то точки їхніх поверхонь також коливаються траєкторіями, які, як вказано в розділі 1, можна розглядати як розповсюдження вздовж їхніх кільцевих осей квазіхвиль, що складаються з біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, які зсунуті одна відносно одної на 90°. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 6 і 7 призводять до інтенсивного вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їхніх кільцевих доріжок.

При цьому оброблюваний матеріал невеликих розмірів просіюється через отвори перфорованої поверхні верхнього кільцевого лотка 6 і потрапляє на суцільну поверхню нижнього кільцевого лотка 7. При русі оброблюваного матеріалу вздовж кільцевих лотків 6 і 7 він ударяється об вертикальні перегородки 8 і 9, відповідно, і спрямовується ними до вивантажувальних вікон 10 та 11, а звідти надходить у приймальні бункери 13 і 14, відповідно. Таким чином, здійснюється поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами. Оскільки для гарантування якісної сепарації обробленого матеріалу необхідно, щоб останній пройшов уздовж перфорованої поверхні певну відстань, то над

верхнім кільцевим лотком 6 перед його спрямовувальною вертикальною перегородкою 8 закріпленій сектор суцільного кільцевого лотка 12. Він запобігає пересипанню оброблюваного матеріалу на поверхню кільцевого перфорованого лотка 6 безпосередньо перед вивантажувальним вікном 10 і спрямовує його на поверхню кільцевого перфорованого лотка 6 за цим вікном. Довжина суцільного сектора кільцевого лотка 12 повинна бути достатньою для якісної сепарації на такій же довжині поверхні кільцевого перфорованого лотка 6.

Змінюючи масу пар дебалансних вантажів 17 і 18, їх ексцентриситет шляхом провертання дебалансних вантажів один відносно одного в кожній парі та кут взаємного розвороту α пар дебалансних вантажів 17 і 18 можна плавно в широких межах регулювати складові траєкторії коливань помольної камери 4 і точок її поверхонь, а також точок поверхонь кільцевих лотків 6 та 7. При цьому будуть змінюватись зусилля, із якими сферична помольна камера 4 діє на оброблюваний матеріал і швидкість вібротранспортування останнього вздовж поверхонь кільцевих лотків 6 та 7. Шляхом переміщення кронштейнів 2 зі спареними пружними елементами 3 вздовж шпильок 1 можна регулювати зазор між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 та сферичного вальця 23. За необхідності поділу обробленого матеріалу на декілька фракцій за розмірами можна встановити один під одним декілька кільцевих лотків 6 із перфорованими поверхнями, які мають різні діаметри отворів.

Висновок: конструкція вібраційного млина з обертовим сферичним вальцем, коливними сферичною помольною камерою та кільцевим сепаратором внаслідок застосування принципу подрібнення із заданим зусиллям та оптимальної траєкторії коливань помольної камери забезпечує подрібнення матеріалу вздовж природних поверхонь поділу та менші втрати на переподрібнені фракції, а, отже, дозволяє якісно здійснювати процес подрібнення зерна при меншій енергоємності процесу. А використання вібраційного сепараційного пристрою, що має один вібропривод із подрібнювальним тілом, дозволяє також якісно здійснювати відокремлення гречаної крупи від луски при значно меншій енерго- та металоємності, а, отже, вартості всього млина.

РОЗДІЛ 6 КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ВЕРТИКАЛЬНИМИ ПРИВОДНИМИ ВАЛАМИ ТА КІНЕМАТИЧНИМ ЗБУДЖЕННЯМ КОЛИВАНЬ

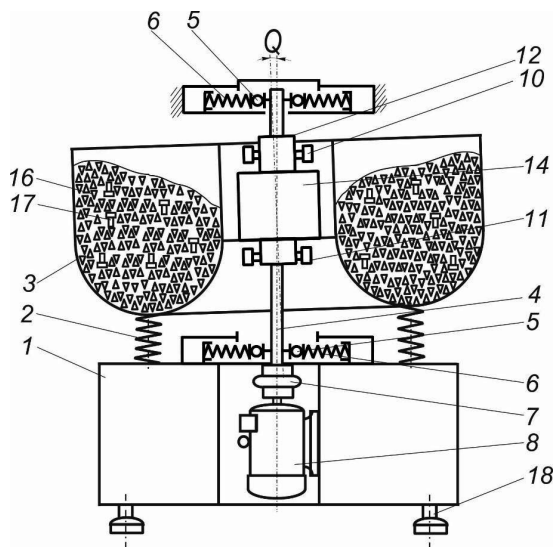
6.1 Вібраційна машина для обробки деталей із тороподібним контейнером, вертикальним приводним валом та кінематичним збудженням коливань

Як вказано в розділі 2, для того, щоб у тороподібному контейнері вібраційної технологічної машини виник циркуляційний рух робочого середовища вздовж кільцевої осі тороїда та навколо неї необхідно, щоб цей контейнер здійснював горизонтальні поступальні кругові коливання разом із центром мас та кутові вертикальні коливання відносно центра мас. Причому зсув фаз між вертикальними та горизонтальними коливаннями буде рівним $\gamma = 90^\circ$.

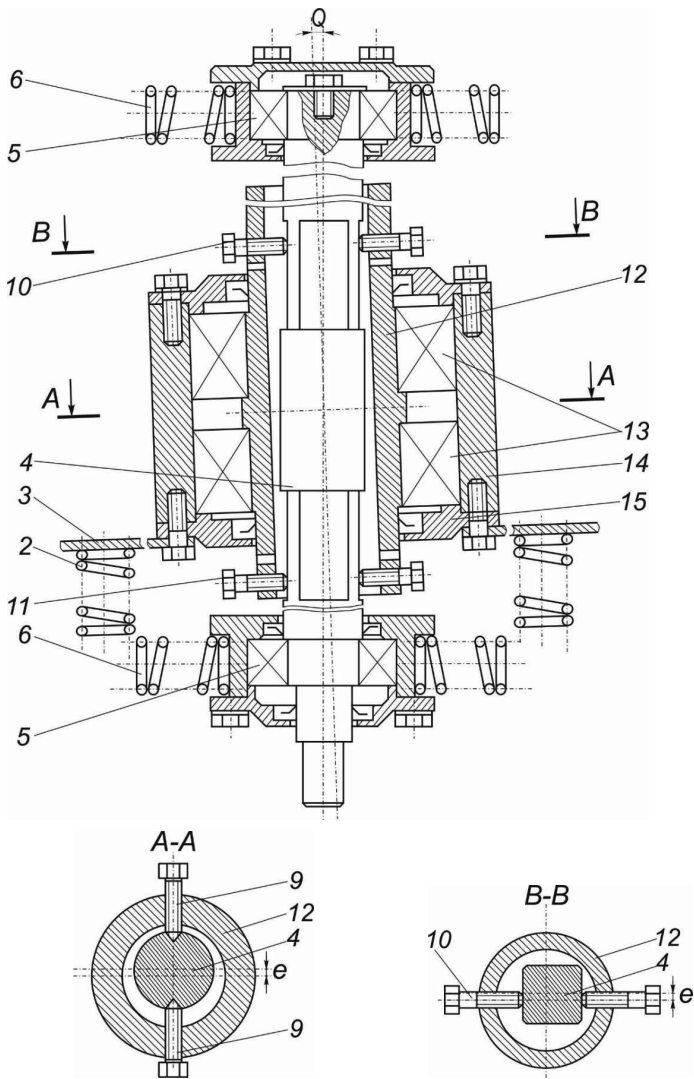
Такі коливні рухи тороподібного контейнера вібраційної технологічної машини можна також згенерувати, використовуючи кінематичний вібробуджувач із вертикальним приводним валом. При цьому для задання контейнеру горизонтальних поступальних кругових коливань він повинен бути встановлений з ексцентриситетом відносно осі вертикального приводного вала та здійснювати вертикальні кутові коливання навколо осі, яка збігається із напрямком ексцентриситету. Це забезпечить необхідний зсув фаз на 90° між вертикальними та горизонтальними коливаннями тороподібного контейнера при обертанні приводного вала.

Вібраційну технологічну машину з тороподібним контейнером, кінематичним вібробуджувачем та вертикальним приводним валом розроблено у Вінницькому національному аграрному університеті [41]. На мал. 6.62 показано принципову конструктивну схему машини, а на мал. 6.63 - вертикальний розріз вібробуджувача коливань її тороподібного контейнера. Вібромашина складається зі встановленого на рамі 1 за допомогою пружин 2 тороподібного контейнера 3, вертикальний приводний вал 4, який встановлений на підшипниках 5, що за допомогою регульованих пружин 6 опираються на раму

1. Вал 4 через еластичну муфту 7 зв'язаний з електродвигуном 8. На вала 4 за допомогою центральної пари гвинтів з конічними кінцями 9 та верхньої 10 і нижньої 11 пар гвинтів (регульованих упорів) встановлена порожнинна втулка 12. Верхня 10 та нижня 11 пари гвинтів розміщені перпендикулярно до центральної пари гвинтів з конічними кінцями 9. На зовнішню поверхню втулки 12 напесовано два радіально-упорних підшипники 13, що знаходяться в корпусі 14 і через фланець 15 жорстко з'єднані із тороподібним контейнером 3. Вертикальний вал 4 в зоні встановлення верхньої 10 та нижньої 11 пари гвинтів має лиски для забезпечення надійного контакту регулювальних гвинтів із його поверхнею. Тороподібний контейнер 3 заповнюється сипучим робочим середовищем 16 і оброблюваними деталями 17. Рама 1 пристрою для вібраційної обробки встановлюється на віброопорах 18.



Малюнок 6.62 - Принципова конструктивна схема вібраційної машини з тороподібним контейнером, кінематичним віброзбуджувачем та вертикальним приводним валом



Малюнок 6.63 - Вертикальний розріз вібробуджувача коливань тороподібного контейнера

Пристрій працює таким чином. При включенні електродвигуна 8, обертовий момент через еластичну муфту 7 передається на приводний

вертикальний вал 4 і через регульовані упори 9, 10 та 11 до порожнинної втулки 12. Радіально-упорні підшипники 13 передають на корпус 14 фланець 15 і торовий контейнер 3 тільки зусилля в горизонтальному й вертикальному напрямках. Внаслідок того, що порожнинна втулка 12 відносно осі вертикального вала 4 встановлюється із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 12 під певним кутом Q до осі цього вала 4, точки поверхні тороподібного контейнера 3 будуть коливатись по складних просторових траєкторіях із зсувом фаз одна відносно одної, що призводить до інтенсивного перемішування робочого середовища 16 і оброблюваних деталей 17, які завантажені в контейнер 3, і, як наслідок, до інтенсифікації вібраційної обробки деталей.

Для регулювання величини ексцентриситету e порожнинної втулки 12 відносно осі вертикального вала 4 достатньо відпустити необхідну величину (величину ексцентриситету e) один із гвинтів 9 з конічним кінцем, що впирається у конічне заглиблення вертикального вала, і підтягнути гвинт з конічним кінцем 9, який розміщений симетрично до відпущеного гвинта. Для зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 12 до осі вертикального вала 4 достатньо у верхній 10 та нижній 11 парі гвинтів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вертикального вала 4 й підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. Конічні заглиблення у вертикальному валу 4 служать для фіксації порожнинної втулки 12 від осьових переміщень відносно вала 4 під час регулювань. Відсутність наскрізних отворів у центральній частині вертикального вала 4 підвищує його міцність і надійність конструкції пристрою в цілому.

Встановлення вертикального вала 4 на рамі 1 через підшипники 5 в регульованих пружинах 6 дозволяє зменшити динамічні навантаження в усіх підшипниках вібратора й тим самим істотно збільшити термін їх служби. Конструкція пристрою дозволяє здійснювати плавне незалежне регулювання параметрів коливань контейнера 3 (вертикальних і горизонтальних складових амплітуди коливань) у широких межах, без розбирання його привода, що значно спрощує процес регулювань привода.

6.2 Вібраційні сепаратори із вертикальними приводними валами та кінематичними збуджувачами коливань

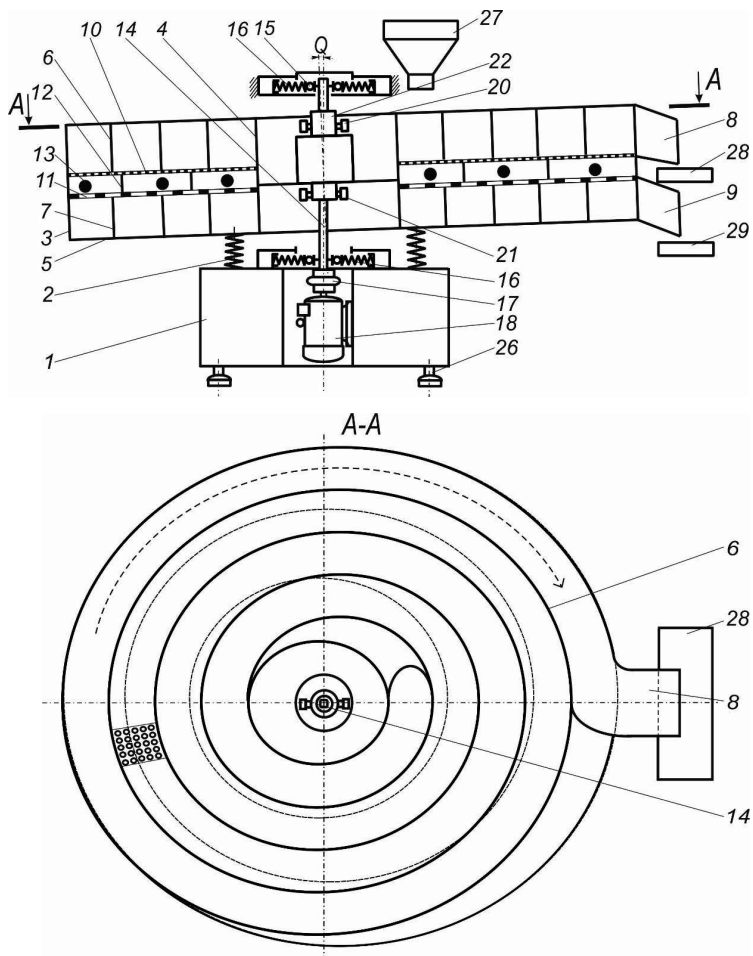
При необхідності розділення суміші, що має частинки різноманітної форми та зв'язаних сипучих сумішей, доцільно використовувати рівномірно кругові коливання лотка в режимі з безперервним підкиданням. При цьому віброударна дія сприяє не лише розпушенню й самосортуванню неоднорідної системи, але й потребує використання міцних і жорстких сит. На вибір вібраційного режиму обробки також впливає форма частинок продукції. Для просіювання частинок, форма яких є близькою до сферичної, оптимальними вважаються кругові поступальні коливання в горизонтальній площині. Коли форма частинок продовгувата, то ефективними є прямолінійні коливання. Отже, для досягнення універсальності вібросепараторів необхідно забезпечити можливість незалежного регулювання складових коливань їхніх робочих органів у широких межах, що й дозволяє конструкція вібросепаратора з кінематичним вібробуджувачем та вертикальним приводним валом, яка розроблена у Вінницькому державному аграрному університеті [25, 26].

На мал. 6.64 показано конструктивну схему вібраційного сепаратора, а на мал. 6.65 - вертикальний розріз збудника коливань корпусу вібраційного сепаратора. Вібраційний сепаратор містить раму 1, на якій за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 2 встановлено корпус, що утворений співвісними зовнішнім 3 та внутрішнім 4 циліндрами, які приварені до опорного диска 5. В корпусі закріплені верхні 6 та нижні 7 вертикальні роздільні смужки, що вигнуті у формі спіралей і утворюють спіральні лотки, які починаються біля внутрішнього циліндра 4 й закінчуються вивантажувальними верхнім 8 та нижнім 9 лотками, прикріпленими до зовнішнього циліндра 3. Між спіральними смужками 6 та 7 розміщені верхнє калібрувальне 10 та нижнє перепускне 11 сита. Між ситами закріплені циліндричні вертикальні роздільні перегородки 12, що співвісні з циліндрами 3 та 4 й поділяють відстань між ними на три рівних частини. В порожнинах між перегородками 12 і ситами 10 та 11 вільно розміщені гумові кульки 13. Діаметр отворів калібрувального сита 10

вибирається залежно від розмірів гранул оброблюваного матеріалу, діаметр отворів перепускного сита 11 більший від діаметра отворів сита 10, але менший половини діаметра гумових кульок 13. До опорного диска 5 та внутрішнього циліндра 4 кріпиться збудник коливань, який містить вертикальний вал 14, що встановлений на підшипниках 15, які за допомогою регульованих пружин 16 опираються на раму 1. Вал 14 через еластичну муфту 17 зв'язаний з приводним електродвигуном 18. На вала 14 за допомогою центральної пари гвинтів з конічними кінцями 19 та верхньої 20 і нижньої 21 пар гвинтів (регульованих упорів) встановлена порожнинна втулка 22. Верхня 20 та нижня 21 пари гвинтів розміщені перпендикулярно до центральної пари гвинтів з конічними кінцями 19. На зовнішню поверхню втулки 22 напресовано два радіально-упорних підшипники 23, що знаходяться в корпусі 24 і через фланець 25 жорстко з'єднані із опорним диском 5 корпусу вібраційного сепаратора. Вертикальний вал 14 у зоні встановлення верхньої 20 та нижньої 21 пари гвинтів має диски для забезпечення надійного контакту регульовальних гвинтів із його поверхнею.

Рама 1 вібраційного сепаратора встановлена на віброопорах 26. Над початками спіральних лотків закріплений живильник 27, а в кінці спіральних лотків, під вивантажувальними лотками 8 та 9 розміщені верхній 28 та нижній 29 приймальні бункери, відповідно.

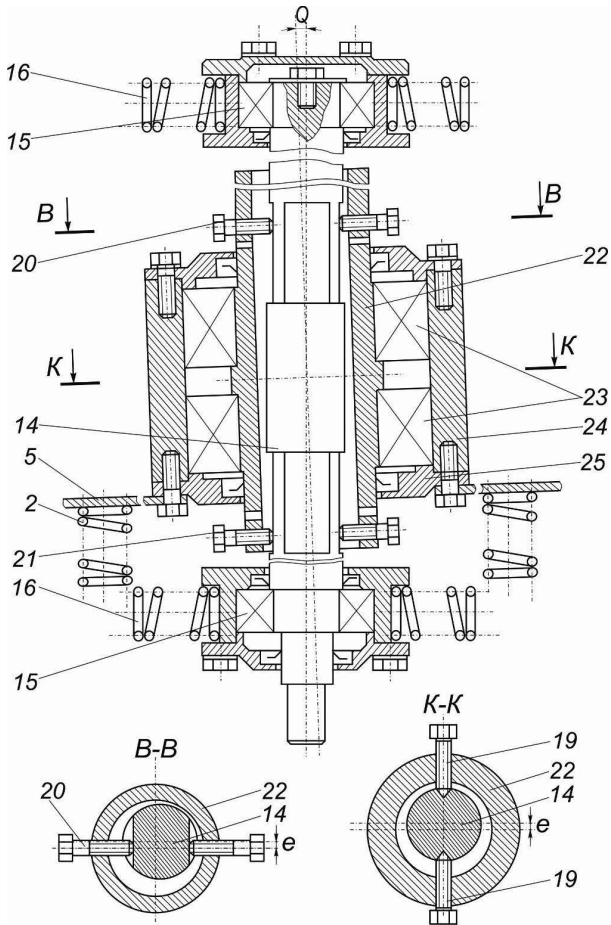
Вібраційний сепаратор працює таким чином. При ввімкненні приводного електродвигуна 19 обертовий рух через еластичну муфту 18 передається до вертикального вала 14 і через регульовані упори (пара гвинтів 19, 20 та 21 до порожнинної втулки 22. Радіально-упорні підшипники 23 передають на корпус 24, фланець 25 і опорний диск 5 корпусу вібраційного сепаратора тільки зусилля в горизонтальному і вертикальному напрямках. Внаслідок того, що порожнинна втулка 22 щодо осі вертикального вала 14 встановлюється із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 22 під певним кутом Q до осі цього вала 14, точки поверхні опорного диску 5 корпусу й спіральні лотки вібраційного сепаратора будуть коливатись по складних просторових траєкторіях із зсувом фаз одна стосовно іншої.



Малюнок 6.64 - Принципова конструктивна схема вібросепаратора з кінематичним вібробуджувачем та вертикальним приводним валом

Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок. Оброблюваний матеріал із живильника 27 подається на початок спіралі верхнього лотка й переміщається вздовж нього до вивантажувального лотка 8. Звідси оброблюваний матеріал просипається у

верхній приймальний бункер 28. При цьому гранули оброблюваного матеріалу, що мають розміри менші за діаметр отворів калібрувального сита 10, просипаються на нижній спіральний лоток із суцільним дном і вібротранспортуються до нижнього вивантажувального лотка 9 та просипаються в нижній приймальний бункер 29.



Малюнок 6.65 - Вертикальний розріз вібророзбуджувача коливань вібросепаратора з кінематичним вібророзбуджувачем

Водночас, під дією коливань корпусу сепаратора виникає вібротранспортування гумових кульок 13 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 13 здійснюється із постійним їх підкиданням і ударянням об калібрувальне сито 10, що супроводжується очищенням останнього від гранул оброблюваного матеріалу, які застрягли в його отворах.

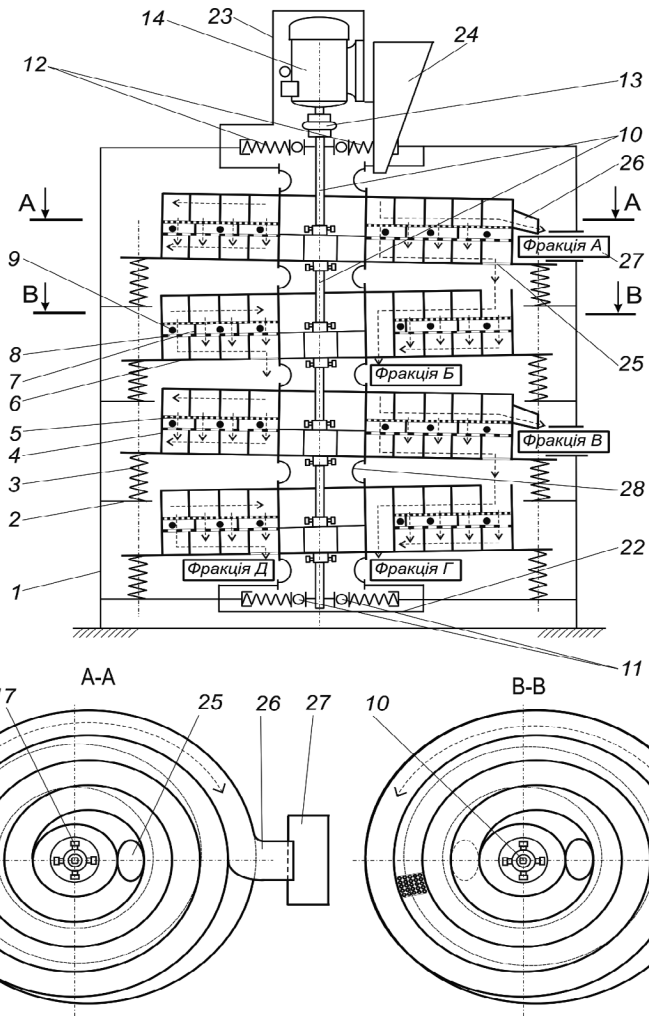
Для регулювання величини ексцентриситету e порожнинної втулки 22 відносно осі вертикального вала 14 достатньо відпустити на необхідну величину (величину ексцентриситету e) один із гвинтів 19 з конічним кінцем, що впирається в конічне заглиблення вертикального вала 14, і підтягнути гвинт з конічним кінцем 19, який розміщений симетрично до відпущеного гвинта. Для зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 22 до осі вертикального вала 14 достатньо у верхній 20 та нижній 21 парі гвинтів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вертикального вала 14 і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. Конічні заглиблення у вертикальному вала 14 служать для фіксації порожнинної втулки 22 від осьових переміщень відносно вала 14 під час регулювань. Відсутність наскрізних отворів у центральній частині вертикального вала 14 підвищує його міцність і надійність конструкції сепаратора в цілому.

Встановлення вертикального вала 14 на рамі 1 через підшипники 15 в регульованих пружинах 16 дозволяє зменшити динамічні навантаження в усіх підшипниках вібратора й тим самим істотно збільшити термін їх експлуатації. Конструкція вібраційного сепаратора дозволяє здійснювати незалежне плавне регулювання параметрів коливань опорного диска 5 корпусу й спіральних лотків вібраційного сепаратора в широких межах, що значно спрощує процес регулювань привода.

Задовольнити вимоги ретельності поділу сипучого матеріалу на фракції за розмірами при невеликих габаритних розмірах решітного стану дозволяє багатофракційний спіральний вібросепаратор із кінематичним збудником коливань, що розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті, принципова

схема якого наведена на мал. 6.66 [11, 81]. Конструкцію віброзбуджувача коливань його корпусу представлено на мал. 6.67.

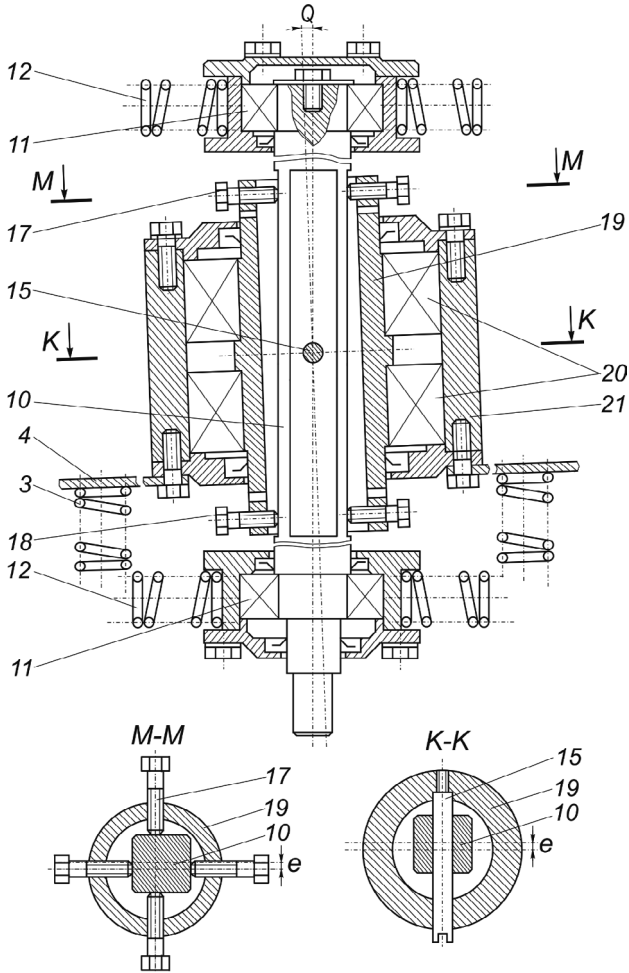
Багатофракційний вібраційний сепаратор складається із рами 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 3, поярусно встановлені корпуси з ситами 4, що утворені верхнім перфорованим 5 та нижнім суцільним 6 спіральними лотками. Між спіральними лотками закріплені циліндричні вертикальні роздільні перегородки 7 та перепускне сито 8, що утворюють кільцеві лотки. В порожнинах між перегородками 7 вільно розміщені гумові кульки 9. Діаметр отворів перепускного сита 8 повинен бути більшим від діаметра отворів спірального перфорованого лотка 5, але меншим половини діаметра гумових кульок 9. В середині корпусів з ситами 4 змонтовано вертикальний вал 10, який має квадратний переріз і встановлюється за допомогою підшипників 11 та пружин 12 у середині корпусів з ситами 4. Вертикальний вал 10 з'єднаний за допомогою еластичної муфти 13 із приводним електродвигуном 14. На валу 10 за допомогою центральної осі 15 та верхньої 17 і нижньої 18 груп регульованих упорів встановлена порожнинна втулка 19. Кожна із груп регульованих упорів складається із двох взаємно перпендикулярних пар гвинтів, одна із яких паралельна до центральної осі 15. На зовнішню поверхню порожнинної втулки 19 напресовано два радіально-упорних підшипники 20, які знаходяться в корпусі 21, що прикріплений до корпусів з ситами 4. Вал 10 має квадратний перетин для забезпечення надійного контакту регульованих гвинтів із його поверхнею. Підшипники 11, пружини 12 та приводний електродвигун 14 закриті кожухами 22 і 23, відповідно. Над початками спіральних перфорованих лотків 5 непарних корпусів з ситами 4, починаючи із верхнього, закріплений живильник 24 чи знаходяться перепускні луки 25 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4, а в кінці перфорованих лотків 5 знаходяться вивантажувальні лотки 26 та приймальні бункери відповідної фракції 27.



Малюнок 6.66 - Принципова конструктивна схема багатofракційного спірального вібросепаратора із кінематичним збудником коливань

У парних корпусів з ситами 4 - перепускні локи 25 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4 знаходяться над кінцями цих перфорованих лотків 5, а вивантажувальні лотки 26 та приймальні бункери відповідної фракції 27 знаходяться на початку спірального перфорованого лотка 5. Суміжні корпуси з

ситами 4 з'єднані між собою за допомогою еластичних ущільнень 28 таким чином, що утворюють гнучку повітронепроникну трубу.



Малюнок 6.67 - Вертикальний розріз кінематичного вібробуджувача коливань багатофракційного спірального вібросепаратора

Багато-фракційний вібраційний сепаратор працює таким чином.

При включенні приводного електродвигуна 14, обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального вала 10 і через регульовані

групи упорів 17 та 18 до порожнинної втулки 19. Радіально-упорні підшипники 20 передають на корпус 21 і спіралеподібний лоток 4 тільки зусилля в горизонтальному й вертикальному напрямках. При цьому внаслідок того, що втулка 19 за допомогою регульованих груп упорів 17 та 18 встановлюється відносно осі вала 10 із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 19 під певним кутом Q до осі вала 10, точки поверхні спіралеподібних лотків 4 будуть коливатись по складних просторових траєкторіях зі зсувом фаз одна відносно одної, що призводить до інтенсивного перемішування й вібротранспортування сипучого оброблюваного матеріалу по спіралеподібних лотках 4.

Отже, оброблюваний матеріал, що подається із живильника 24 на початок спіралі верхнього перфорованого лотка 5, переміщатиметься вздовж нього, при цьому крупна фракція переміщатиметься до його кінця й через вивантажувальні лотки 26 подаватиметься до приймального бункера крупної фракції 27, дрібна фракція, що просипається через отвори перфорованого лотка 5, попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 і транспортуватиметься до його кінця, звідки, через перепускний люк 25 просипатиметься на кінець спіралі перфорованого лотка 5 другого корпусу з ситами 4, що розміщений нижче. На спіральних лотках 5 і 6 цього корпусу сипучий оброблюваний матеріал транспортуватиметься від кінців спіралей лотків до їх початків, де знову крупна фракція подається до приймального бункера 26, а дрібна фракція, що просипається через отвори перфорованого лотка 5 попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 транспортуватиметься до його початку і через перепускний люк 25 просипатиметься на початок перфорованого лотка 5 корпусу з ситами 4, що знаходитиметься під ним і так далі.

Таким чином, оброблюваний матеріал по чергово проходить через усі перфоровані лотки, де від нього по чергово відділяються крупніші фракції та подається до приймального бункера найдрібнішої фракції 26. Отже, оброблюваний матеріал поділяється на декілька фракцій, кількість яких на одиницю більша від кількості корпусів з ситами 4. Траєкторія руху оброблюваного сипучого матеріалу на мал. 67 вказана пунктирними стрілками.

Водночас під дією коливань корпусів з ситами 4 виникає вібротранспортування гумових кульок 9 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 9 здійснюється із постійним їх підкиданням і вдаранням об перфоровані робочі поверхні спіральних лотків 5, що супроводжується очищенням останніх від гранул оброблюваного матеріалу, що застрягли в їх отворах.

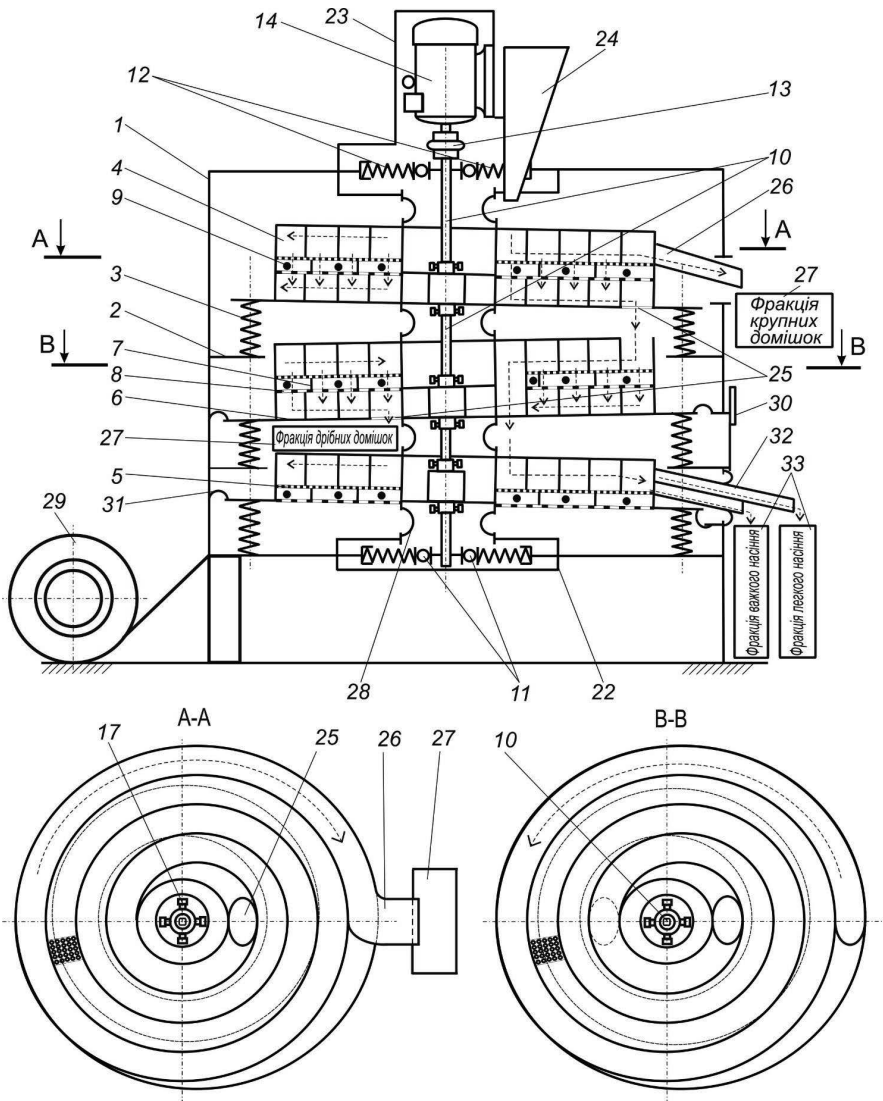
Для регулювання величини горизонтальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та ексцентриситету e порожнинної втулки 19 відносно осі спільного вертикального вала 10 достатньо у верхній 17 та нижній 18 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із однієї сторони вала 10 у площині, що проходить через центральну вісь 15 і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених гвинтів. Причому для забезпечення більшої збалансованості вібросепаратора та зменшення величини динамічних зусиль, що передаються на його раму та навколишнє обладнання, необхідно у віброприводах суміжних спіралеподібних лотків встановлювати ексцентриситети e однакової величини, але зустрічних напрямків відносно осі вала 10.

Для регулювання величини вертикальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 19 до осі спільного вертикального вала 10 достатньо у верхній 17 та нижній 18 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вала 10 у площині, що перпендикулярна до центральної осі 15, і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. Центральна вісь 15 фіксує порожнинну втулку 19 від осьових переміщень відносно вала 10 під час регулювань.

При цьому буде змінюватись форма траєкторії коливань ситових поверхонь спіралеподібних лотків, яку необхідно змінювати залежно від форми та властивостей частинок сипучого матеріалу, що сепарується, а також залежно від вихідних параметрів його засміченості.

Встановлення вала 10 через підшипники 11 і пружини 12 дозволяє зменшити динамічні навантаження в усіх підшипниках віброприводів і тим самим істотно збільшити термін їх служби. Конструкція вібросепаратора дозволяє здійснювати незалежне плавне регулювання вертикальних та горизонтальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків у широких межах без розбирання її привода та понизити робочі частоти коливань спіралеподібних лотків. Виготовлення лотків 5 і 6 спіральними дозволяє збільшити протяжність шляху, по якому рухається шар оброблюваного матеріалу по перфорованій поверхні, а, отже, покращити якість сепарування при збереженні габаритних розмірів корпусу.

У Вінницькому національному аграрному університеті розроблено повітряно-решітчастий вібраційний сепаратор з кінематичним віброприводом. Його конструкція дозволяє задовольнити вимоги ретельності сепарування та поділу сипучого матеріалу на декілька фракцій за розмірами та густиною при невеликих габаритних розмірах решітного стану. Принципова схема повітряно-решітчастого вібраційного сепаратора зображена на мал. 6.68. Для збудження коливань його спіральних вібролотків використано кінематичні віброзбуджувачі коливань, показані на мал. 6.67. Вібраційний сепаратор складається із рами 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою рівномірно розміщених по колу пружних елементів 3, поярусно встановлені корпуси з ситами 4, що утворені верхнім перфорованим 5 та нижнім суцільним 6 спіральними лотками. Між спіральними лотками закріплені циліндричні вертикальні роздільні перегородки 7 та перепускне сито 8, що утворюють кільцеві лотки. В порожнинах між перегородками 7 вільно розміщені гумові кульки 9. Діаметр отворів перепускного сита 8 повинен бути більшим від діаметра отворів спірального перфорованого лотка 5, але меншим половини діаметра гумових кульок 9. Причому, нижній корпус з ситами 4 немає суцільного спірального лотка. Всередині корпусів з ситами 4 змонтовано вертикальний вал 10, який має квадратний переріз і встановлюється за допомогою підшипників 11 та пружин 12 усередині корпусів з ситами 4.



Малюнок 6.68 - Принципова конструктивна схема повітряно-решітчастого вібраційного сепаратора з кінематичним віброприводом

Вертикальний вал 10 з'єднаний за допомогою еластичної муфти 13 із приводним електродвигуном 14. На валу 10 за допомогою центральних осей 15

та верхньої 17 і нижньої 18 груп регульованих упорів встановлені порожнинні втулка 19. Кожна із груп регульованих упорів складається із двох взаємно перпендикулярних пар гвинтів, одна із яких паралельна до центральних осей 15.

На зовнішні поверхні порожнинних втулок 19 напресовано по два радіально-упорних підшипники 20, які знаходяться в корпусах 21, що прикріплені до корпусів з ситами 4. Вал 10 має квадратний перетин для забезпечення надійного контакту регулювальних гвинтів із його поверхнею. Підшипники 11, пружини 12 та приводний електродвигун 14 закриті кожухами 22 і 23, відповідно.

Над початками спіральних перфорованих лотків 5 непарних корпусів з ситами 4, починаючи із верхнього, закріпленій живильник 24 чи знаходяться перепускні люки 25 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4, а в кінці перфорованих лотків 5 знаходяться вивантажувальні лотки 26 та приймальні бункери відповідної фракції 27. У парних корпусів з ситами 4 - перепускні люки 25 суцільних спіральних лотків верхніх корпусів 4 знаходяться над кінцями цих перфорованих лотків 5, а вивантажувальні лотки 26 та приймальні бункери відповідної фракції 27 знаходяться на початку спірального перфорованого лотка 5. Суміжні корпуси з ситами 4 з'єднані між собою за допомогою еластичних ущільнень 28 таким чином, що утворюють гнучку повітронепроникну трубу. Знизу вібросепаратора встановлено вентилятор 29. Над нижнім корпусом з ситами розміщено шибер 30, а сам нижній корпус з ситами з'єднаний з рамою 1 через кільцеві еластичні ущільнення 31. Вивантажувальний лоток 32 нижнього корпуса з ситами 4 має дві спрямовуючі поверхні, що встановлені одна над одною на різній висоті. В кінці кожної спрямовуючої поверхні знаходяться приймальні бункери відповідної фракції 33.

Вібраційний сепаратор працює таким чином.

При включенні приводного електродвигуна 14 обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального вала 10 і через регульовані групи упорів 17 та 18 до порожнинної втулки 19. Радіально-упорні підшипники 20 передають на корпуси 21 і спіралеподібні лотки 4 тільки зусилля в

горизонтальному й вертикальному напрямках. При цьому внаслідок того, що втулки 19 за допомогою регульованих груп упорів 17 та 18 встановлюються відносно осі вала 10 із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулок 19 під певним кутом Q до осі вала 10, точки поверхні спіралеподібних лотків 4 будуть коливатись по складних просторових траєкторіях із зсувом фаз одна відносно одної, що призводить до інтенсивного перемішування й вібротранспортування сипучого оброблюваного матеріалу по спіралеподібних лотках 4.

Отже, оброблюваний матеріал, що подається із живильника 24 на початок спіралі верхнього перфорованого лотка 5, переміщатиметься вздовж нього, при цьому крупна фракція переміщатиметься до його кінця й через вивантажувальні лотки 26 подаватиметься до приймального бункера фракції крупних домішок 27, а дрібна фракція, що просипається через отвори перфорованого лотка 5 попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 і транспортуватиметься до його кінця, звідки через перепускний люк 25 просипатиметься на кінець спіралі перфорованого лотка 5 другого корпусу з ситами 4, що розміщений нижче. На спіральних лотках 5 і 6 цього корпусу сипучий оброблюваний матеріал транспортуватиметься від кінців спіралей лотків до їх початків, звідки крупна фракція через перепускний люк 25 просипатиметься на початок перфорованого лотка 5 корпусу 4, що знаходитиметься під ним, а фракція дрібних домішок, що просипається через отвори перфорованого лотка 5, попадатиме на спіральний лоток із суцільним дном 6 транспортуватиметься до його початку й подається до відповідного приймального бункера 27. Попавши на нижній корпус з ситами 4, що не має суцільного спірального лотка, насіннева суміш продувається знизу струменем повітря від вентилятора. Під дією коливань і повітряного потоку зерновий матеріал, що містить у своєму складі різномірні за фізичними властивостями частинки, розділяється на окремі шари: важкі частинки опускаються донизу, легкі "спливають" зверху.

Підійшовши до вивантажувального лотка 32 нижнього корпусу з ситами 4, що має дві спрямовуючі поверхні, які встановлені одна над одною на різній висоті, зерно поділяється на дві фракції: фракцію важкого зерна та фракцію

легкого зерна. В кінці кожної спрямовуючої поверхні зерно спрямовується в приймальні бункери відповідної фракції 33. Таким чином, оброблюваний матеріал поділяється на декілька фракцій не тільки за розмірами, але й за густиною, що дозволяє відокремити сухе зерно від вологого. Траєкторія руху оброблюваного сипучого матеріалу на мал. 68 вказана пунктирними стрілками. Водночас, під дією коливань корпусу з ситами 4 виникає вібротранспортування гумових кульок 9 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 9 здійснюється із постійним їх підкиданням і вдарянням об перфоровані робочі поверхні спіральних лотків 5, що супроводжується очищенням останніх від гранул оброблюваного матеріалу, які застрягли в їх отворах.

Для регулювання величини горизонтальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та ексцентриситету e порожнинної втулки 19 відносно осі спільного вертикального вала 10 достатньо у верхній 17 та нижній 18 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із однієї сторони вала 10 у площині, що проходить через центральну вісь 15, і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених гвинтів. Причому для забезпечення більшої збалансованості вібросепаратора та зменшення величини динамічних зусиль, що передаються на його раму та навколишнє обладнання, необхідно у віброприводах суміжних спіралеподібних лотків встановлювати ексцентриситети e однакової величини, але зустрічних напрямків відносно осі вала 10.

Для регулювання величини вертикальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 19 до осі спільного вертикального вала 10 достатньо у верхній 17 та нижній 18 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вала 10 у площині, що перпендикулярна до центральної осі 15, і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. Центральна вісь 15 фіксує порожнинну втулку 19 від осьових переміщень відносно вала 10. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного

матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж лотків 4, а, отже, час сепарування залежно від вихідних параметрів засміченості.

6.3 Вібраційні сушарки із вертикальними приводними валами та кінематичними збуджувачами коливань

Використовувати одночасно переваги вібраційних лоткових і шахтних сушарок при значно менших частотах коливань, ніж при дебалансних віброзбуджувачах, дозволяє вібраційна шахтна сушарка з вертикальним приводним валом та кінематичним збудженням коливань, яка розроблена у Вінницькому національному аграрному університеті. Конструктивна схема вібраційної сушарки [20] зображена на мал. 6.69, а на мал. 6.70 наведений вертикальний розріз її збудників коливань.

Вібраційна шахтна сушарка складається із теплоізольованої камери 1 з опорними панелями 2, на яких за допомогою пружних елементів 3 попарно встановлені спіралеподібні лотки 4 з перфорованим дном. Напрямок завивки спіралей суміжних лотків – зустрічний. Пружні елементи 3 розміщені рівномірно по колу. Зверху до теплоізольованої камери 1 жорстко прикріплений завантажувальний бункер 5. В середині спіралеподібних лотків 4 змонтовано вертикальний вал 6, який має лиски і встановлюється за допомогою підшипників 7 та пружин 8 у теплоізольованій камері 1. Вертикальний вал 6 з'єднаний за допомогою еластичної муфти 9 із приводним електродвигуном 10. На вала 6 за допомогою центрального, верхнього і нижнього регульованих упорів встановлена порожнинна втулка 11. Центральний регульований упор складається із центрального болта 12, що загвинчується у вертикальний вал 6, і контргайки 13, а верхній і нижній регульовані упори містять дві пари болтів 14, перпендикулярних до центрального болта 12, загвинчуються у відповідні отвори порожнинної втулки 11 і впираються в лиски вертикального вала 6. Порожнинна втулка 11 за допомогою центрального, верхнього й нижнього регульованих упорів встановлюється відносно осі вертикального вала 6 із деяким

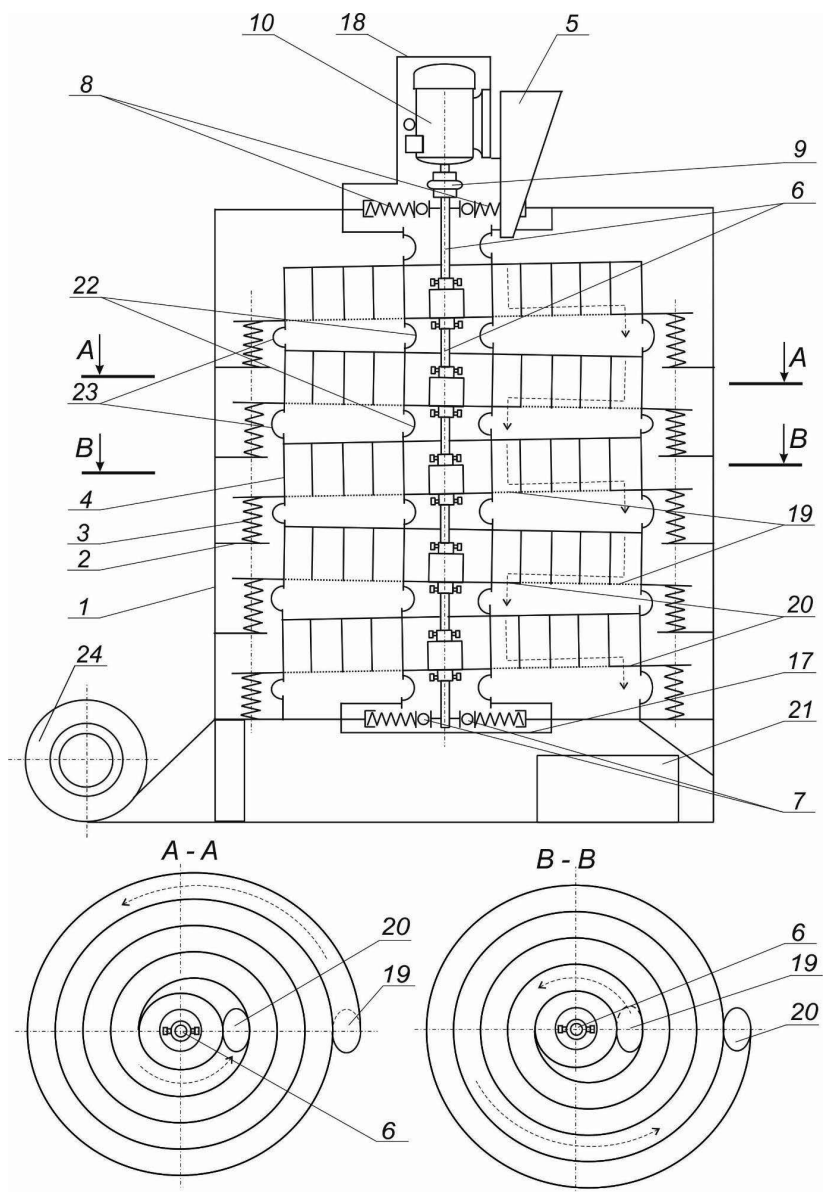
ексцентриситетом e , а вісь втулки 11 під певним кутом Q – до осі вертикального вала 6.

Причому для забезпечення більшої збалансованості вібросушарки та зменшення величини динамічних зусиль, що передаються на її раму теплоізольованої камери 1 та навколишнє обладнання, необхідно у віброприводах суміжних спіралеподібних лотків 4 встановлювати ексцентриситети e однакової величини, але зустрічних напрямків відносно осі вертикального вала 6.

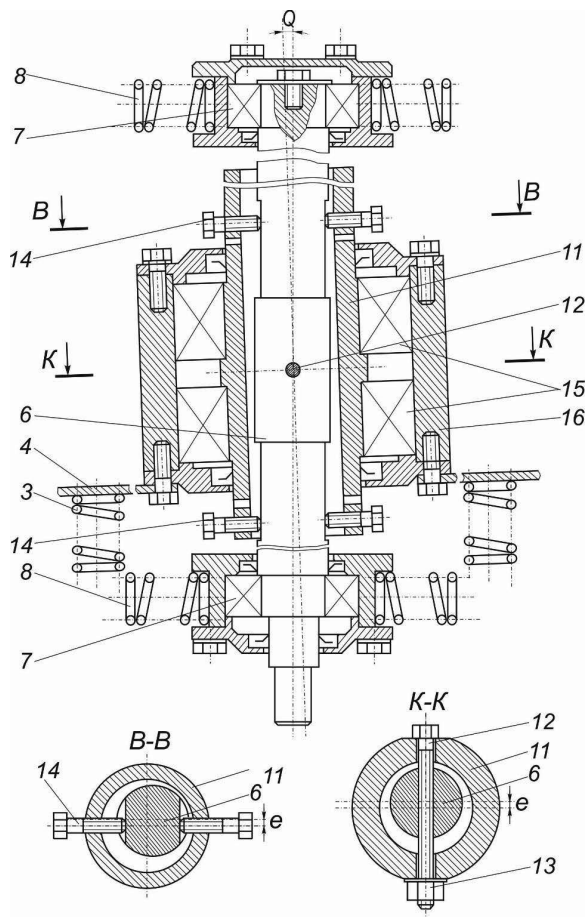
На зовнішню поверхню порожнинної втулки 11 напресовано два радіально-упорних підшипники 15, які знаходяться в корпусі 16, що прикріплені до спіралеподібних лотків 4. Вал 6 має лиски для забезпечення надійного контакту регульовальних болтів 14 із його поверхнею. Підшипники 7, пружини 8 та приводний електродвигун 10 закриті кожухами 17 і 18, відповідно. Спіралеподібні лотки 4 обладнані одним приймальним 19 і одним перепускним 20 люками, що розміщені на початку та в кінці спіралей. Причому в суміжних лотках 4 під перепускним люком знаходиться приймальний та навпаки. Під перепускним люком 20 нижнього лотка знаходиться приймальний бункер 21. Суміжні спіралеподібні лотки 4 з'єднані між собою за допомогою внутрішніх 22 та зовнішніх 23 еластичних ущільнень таким чином, що утворюють гнучкі внутрішню та зовнішню повітронепроникні труби. Таким же еластичним ущільненням 23 нижній лоток з'єднується із нижньою опорною панеллю 2. В нижній частині теплоізольованої камери встановлений теплогенератор 24.

Вібраційна шахтна сушарка працює таким чином.

При ввімкненні приводного електродвигуна 10 обертовий рух через еластичну муфту 9 передається до вертикального вала 6 і через регульовані упори (болти 12 та 14) до порожнинної втулки 11. Радіально-упорні підшипники 15 передають на корпус 16 і спіралеподібний лоток 4 тільки зусилля в горизонтальному й вертикальному напрямках.



Малюнок 6.69 - Принципова конструктивна схема вібраційної шахтної сушарки з вертикальним приводним валом та кінематичним збудженням коливань



Малюнок 6.70 - Вертикальний розріз кінематичного вібробуджувача коливань вібраційної шахтної сушарки з вертикальним приводним валом

При цьому внаслідок того, що втулка 11 за допомогою центрального, верхнього й нижнього регульованих упорів встановлюється відносно осі вертикального вала 6 із певним ексцентриситетом e , а вісь втулки 11 під певним кутим Q до осі вертикального вала 6, точки поверхні спіралеподібних лотків 4 будуть коливатись складними просторовими траєкторіями із зсувом фаз одна відносно одної, що призводить до інтенсивного перемішування й

вібротранспортування сипучого оброблюваного матеріалу по спіралеподібних лотках 4, і, як наслідок, до інтенсифікації його сушіння.

Оброблюваний матеріал із завантажувального бункера 5 подається на приймальний люк 19, що розміщений на початку спіралі верхнього лотка 4 й переміщається вздовж нього до перепускного люка 20. Звідти оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 19, що розміщений у кінці спіралі нижнього лотка й транспортується до перепускного люка 20 цього лотка, який знаходиться на початку його спіралі, де оброблюваний матеріал просипається на приймальний люк 19 наступного під ним лотка. Таким чином, оброблюваний матеріал по чергово проходить через усі лотки 4 й подається до приймального бункера 21. На мал. 70 напрям руху оброблюваного матеріалу показаний пунктирними стрілками. Підігріте теплогенератором 24 повітря проходить через перфоровані днища усіх лотків 4 послідовно й висушує оброблюваний матеріал, який знаходиться в псевдозрідженому стані, та видаляється в атмосферу. Еластичні ущільнення 22 та 23 спрямовують потік підігрітого повітря від одного лотка до іншого, водночас дозволяючи їм здійснювати коливання.

Для регулювання величини горизонтальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та ексцентриситету e порожнинної втулки 11 відносно осі спільного вертикального вала 6 достатньо у центральному регульованому упорі повернути на необхідну величину (величину ексцентриситету) центральний болт 12, що загвинчується у вертикальний вал 6, і зафіксувати його контргайкою 13.

Для регулювання величини вертикальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків 4 та зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 11 до осі спільного вертикального вала 6 достатньо у верхній та нижній групі упорів відпустити на однакову величину по одному болту 14, розміщених із різних сторін вертикального вала 6, і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару оброблюваного сипучого матеріалу та швидкість його вібротранспортування

вздовж лотків 4, а, отже, й час обробітку, залежно від вихідних параметрів вологості.

Встановлення вала 6 через підшипники 7 і пружини 8 дозволяє зменшити динамічні навантаження в усіх підшипниках віброприводів і тим самим істотно збільшити тривалість їхньої служби. Конструкція вібросушарки дозволяє здійснювати незалежне плавне регулювання вертикальних та горизонтальних складових траєкторії коливань спіралеподібних лотків у широких межах, без розбирання її привода та при значно менших робочих частотах коливань, ніж у сушарок з дебалансними приводами.

У Вінницькому національному аграрному університеті запропонована конструкція та розроблена вібраційна конвективна сушарка переміжного нагрівання із вертикальним приводним валом та кінематичним збудженням коливань, яка дозволяє поєднати переваги конвекційних вібраційних лоткових та шахтних сушарок, у якій з метою інтенсифікації процесу сушіння та зменшення енергозатрат поряд із використанням псевдозрідженого стану частинок сипучого зернового матеріалу, періодично використовується явище термодифузії або переміщення вологи в матеріалі під дією градієнта температур (що збігається за напрямком з потоком теплоти), що зменшує енергоємність та тривалість процесу сушіння.

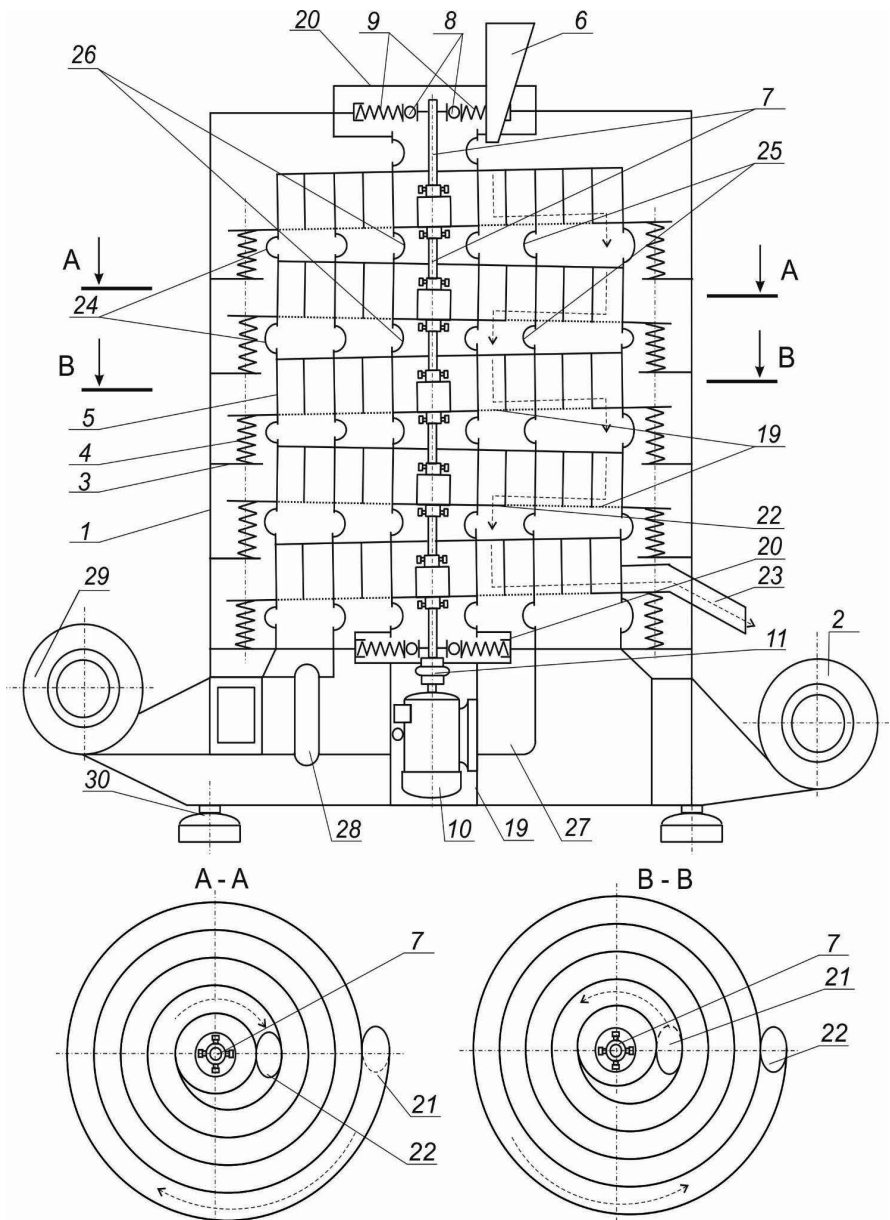
У даній вібросушарці періоди нагрівання частинок сипучого матеріалу шляхом конвекції нагрітим повітрям чергуються із періодами їх обдування холодним атмосферним повітрям. У періоди підведення теплоти до частинок сипучого матеріалу шляхом конвекції нагрітим повітрям, як у звичайних конвективних вібраційних сушарках, ці частинки нагріваються з боку зовнішніх поверхонь і тепло рухається від зовнішніх шарів частинок сипучого матеріалу до їх середини, а волога, що видаляється, рухається на зустріч теплоті від середніх шарів частинок сипучого матеріалу до зовнішніх. У результаті цього виникають градієнти температури та вмісту вологи, що викликають протилежні за напрямком потоки вологи в частинках оброблюваного сипучого матеріалу, що призводить до зменшення результуючої густини потоку вологи до зовнішніх

поверхонь, а, отже, і зменшення інтенсивності сушіння сипучого насіннєвого матеріалу.

Але в періоди обдування нагрітих раніше частинок сипучого зернового матеріалу холодним атмосферним повітрям і тепло, і волога рухаються в частинках сипучого матеріалу в одному напрямі, від їх середніх шарів до зовнішніх (спостерігається явище термодифузії), це значно інтенсифікує процес сушіння та зменшує його енергоємність, а це, у свою чергу, призводить до збільшення продуктивності роботи даної вібраційної сушарки порівняно з відомими вібраційними конвективними сушарками.

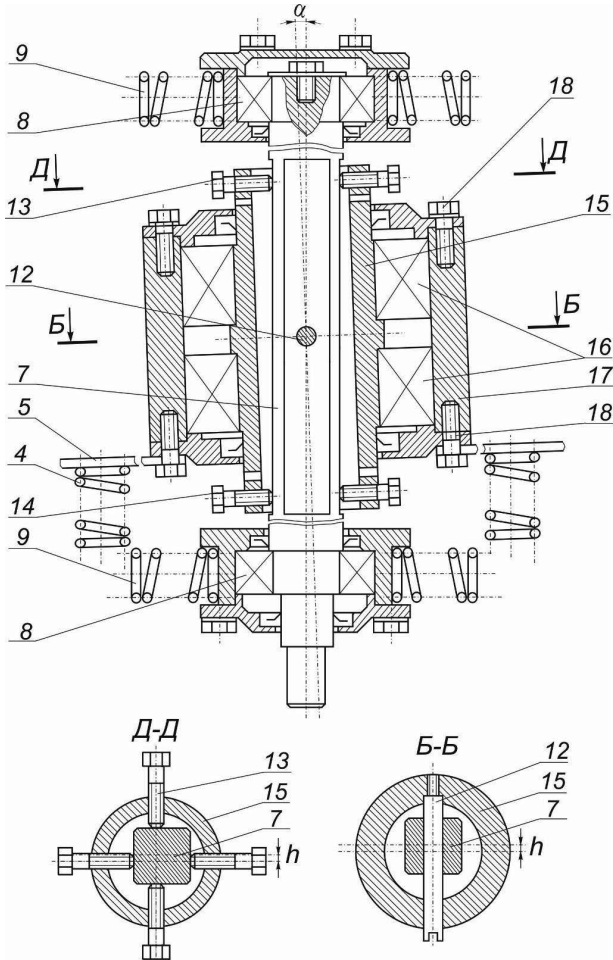
Конструктивна схема такої вібраційної конвективної шахтної сушарки з кінематичним збудженням коливань зображена на малюнках 6.71 та 6.72. На малюнку 6.71 зображена конструктивна схема вібраційної конвективної шахтної сушарки з перерізами А-А та В-В, на малюнку 6.72 – кінематичний віброзбуджувач спірального лотка, з перерізами Д-Д та Б-Б.

Вібраційна конвективна шахтна сушарка переміжного нагрівання складається із покритої теплоізолятором робочої камери 1 з електрокалорифером 2 та опорними кронштейнами 3, на яких за допомогою циліндричних пружин 4, вертикально один над одним змонтовані спіральні лотки 5, що мають ситове дно. Циліндричні пружини 4 встановлені по колу на однаковій відстані одна від одної. Зверху на робочій камері 1 прикріплено завантажувальний лоток 6. Усередині спіральних лотків 5 розміщено вертикальний приводний вал 7, який встановлюється в робочій камері 1 за допомогою підшипників 8 та горизонтальних пружин 9. Вертикальний приводний вал 7 має квадратний переріз і з'єднаний із приводним електродвигуном 10 за допомогою гнучкої муфти 11. На вертикальному приводному валу 7 за допомогою осьових шпильок 12 та верхніх 13 і нижніх 14 регульованих упорів змонтовані втулки 15. Кожен із регульованих упорів містить дві взаємно перпендикулярні пари болтів. Одна із пар болтів 13 і 14 розміщується паралельно до осьових шпильок 12 а інша - перпендикулярно.



Малюнок 6.71 - Конструктивна схема вібраційної конвективної шахтної сушарки переміжного нагрівання із кінематичним приводом

На зовнішні поверхні втулок 15 напресовані по два радіально-упорних підшипники 16, які розташовані в циліндричному корпусі 17, який, у свою чергу, за допомогою болтів 18 кріпиться до спіральних лотків 5. Вертикальний приводний вал 7 для збільшення надійності контактів регулювальних болтів 13 і 14 із його поверхнею виготовляється з квадратним перетином.



Малюнок 6.72 - Конструктивна схема кінематичного вібробуджувача спірального лотка конвективної шахтної сушарки переміжного нагрівання

Приводний електродвигун 10 та підшипники 8 з пружинами 9 та закриваються кожухами 19 і 20. Кожен спіральний лоток 5 на початку та в кінці спіралей має приймальний 21 та перепускний 22 люки. Причому у вертикально суміжних спіральних лотках 5 під перепускним люком верхнього спірального лотка встановлено приймальний люк нижнього спірального лотка й навпаки. В кінці нижнього спірального лотка 5 розміщено вивантажувальний лоток 23. Суміжні спіральні лотки 4 з'єднуються між собою за допомогою зовнішніх 24, середніх 25 та внутрішніх 26 гнучких колових ущільнень і утворюють таким чином гнучкі повітроводи.

Нижній спіральний лоток 5 таким же гнучким коловим ущільненням 24 з'єднується із нижнім опорним кронштейном 3. До цього ж спірального лотка знизу кріпиться повітропровідний патрубок 27, який через гнучке ущільнення 28 під'єднується до електрокалорифера 29. Робоча камера 1 віброосушарки встановлюється на віброопорах 30.

Перед запуском віброосушарки втулки 15 за допомогою регулювальних болтів 13 та 14 встановлюються відносно осі вертикального приводного вала 7 із ексцентриситетом h , а осі втулок 15 під кутом α до осі вала 7. Причому в суміжних по вертикалі спіральних лотках 5 ексцентриситети h втулок 15 відносно осі приводного вертикального вала 7 мають протилежні напрямки.

Вібраційна конвективна шахтна сушарка працює таким чином. У разі включення приводного електродвигуна 10, створюваний ним обертовий рух через гнучку муфту 11 передається на вертикальний приводний вал 7 і через регульовані упори 13 та 14 кожного спірального лотка 5 до закріплених у них втулок 15. Розміщені на втулках радіально-упорні підшипники 16 передають до корпусів циліндричних 17 і спіральних лотків 4 зусилля у вертикальному та горизонтальному напрямках. При цьому точки робочих ситових поверхонь спіральних лотків 5 здійснюватимуть коливання складними просторовими траєкторіями із певним зсувом фаз коливань одна відносно одної [2], що призводитиме до інтенсивного вібротранспортування та перемішування сипучого насінневого матеріалу по спіральних лотках 5, завдяки чому сипучий

матеріал переводиться в псевдозріджений стан та значно інтенсифікується процес сушіння.

Із завантажувального лотка 6 оброблюваний сипучий насіннєвий матеріал подається до приймального люка 21, який розташований на початку спіралі верхнього спірального лотка 5 і переміщається вздовж цього лотка до перепускного люка 22. Звідси оброблюваний сипучий матеріал попадає на приймальний люк 21, нижнього лотка, який встановлений у кінці його спіралі. Під дією коливань цього лотка внаслідок того, що ексцентриситет h його втулки 15 відносно осі приводного вертикального вала 7 має протилежний, відносно ексцентриситету втулки верхнього спірального лотка напрямок, оброблюваний сипучий матеріал вібротранспортуватиметься в зустрічному напрямі до початку його спіралі, де розміщено його перепускний люк 22, звідки оброблюваний сипучий матеріал попадає до приймального люка 19 наступного, розміщеного під ним, спірального лотка 5. Отже, оброблюваний сипучий матеріал проходить через усі спіральні лотки 5 по чергово і в кінці подається до вивантажувального лотка 23. На малюнку 72 напрямки руху сипучого оброблюваного насіннєвого матеріалу показаний за допомогою пунктирних стрілок.

Під напором вентилятора електрокалорифера повітря починає рухатись через гнучкий ущільнювач 28 та повітропровідний патрубок 27 до внутрішнього гнучкого повітровода, який утворюють внутрішні 26 та середні 25 гнучкі колові ущільнення і, проходячи при цьому через ситові днища усіх спіральних лотків 5, нагріває частинки сипучого оброблюваного матеріалу, який під дією вібрації лотків 5 та напору повітря від калорифера переходить до псевдозрідженого стану, забирає частину випаруваної вологи й видаляється назовні сушарки. Гнучкі колові ущільнення 25 та 26 служать для спрямування потоку підігрітого повітря вверх від одного спірального лотка 5 до іншого й водночас дозволяють їм здійснювати незалежні коливні рухи. В той же час атмосферне не підігрите повітря від електровентилятора 2 подається до зовнішнього гнучкого повітровода, що утворений зовнішніми 24 та середніми 25 гнучкими коловими ущільненнями й проходячи при цьому через ситові днища всіх спіральних лотків

5, охолоджує оброблюваний сипучий матеріал, який знаходиться й на цих ділянках лотків у псевдозрідженому стані, забирає частину випаруваної вологи й видаляється назовні сушарки. Таким чином, оброблюваний сипучий матеріал при русі по середніх частинах спіральних лотків 5 у внутрішньому гнучкому повітроводі періодично нагрівається теплим повітрям від електрокалорифера 29, а попадаючи до зовнішнього гнучкого повітровода, що знаходиться в зовнішніх частинах спіралі лотків 5, періодично охолоджується атмосферним повітрям від електровентилятора 2. Отже, в даній конвективній вібросушарці періодично створюються умови для термодифузійного сушіння частинок сипучого оброблюваного матеріалу коли переміщенню вологи в зернинах матеріалу зсередини назовні сприяє градієнт температур (напрямок потоку теплоти з середини назовні частинок оброблюваного матеріалу), що дозволяє значно інтенсифікувати процес сушіння.

Запропонована конструкція конвективної вібросушарки дозволяє плавно та незалежно в широких межах регулювати горизонтальні та вертикальні складові траєкторій коливань спіральних лотків без розбирання їх віброзбуджувачів і одночасно зменшити частоти робочих коливань спіральних лотків порівняно із застосуванням для збудження їх коливань відцентрових дебалансних віброзбуджувачів.

Щоб встановити необхідну величину горизонтальної складової траєкторії амплітуди коливань спіральних лотків 5 шляхом зміни ексцентриситету h їхніх втулок 15 відносно осі приводного вертикального вала 7 достатньо у верхньому 13 та нижньому 14 регульованому упорі відкрутити на однакову величину ексцентриситету h по одному болту, що розміщений із однієї сторони вертикального вала 7 паралельно до осьових шпильок 12, і затягнути болти, що розташовані симетрично до відпущених болтів. Причому для забезпечення зустрічного напрямку вібротранспортування частинок оброблюваного сипучого матеріалу по суміжних по вертикалі спіральних лотках необхідно встановлювати втулки 17 на ексцентриситети однакової величини h , але з протилежними відносно осі приводного вала 7 напрямками, це також сприяє більшій

збалансованості конструкції вібросушарки та зменшенню величини динамічних зусиль, що передаються на її робочу камеру 1 та навколишні будівлі й обладнання.

Щоб встановити необхідну величину горизонтальної складової траєкторії амплітуди коливань спіральних лотків 5 шляхом зміни кута нахилу α осі втулки 15 до осі приводного вертикального вала 7 достатньо у верхньому 13 та нижньому 14 регульованому упорі відкрутити на однакову величину по одному болту, що розміщений із різних відносно вертикального вала 7 сторін у площині, яка перпендикулярна до осьових шпильок 12, і затягнути болти, що розташовані симетрично до відпущених болтів. Осьові шпильки 12 фіксують під час регулювань, втулки 15 у вібробуджувачі кожного спірального лотка від переміщень уздовж осі приводного вала 7.

Залежно від вихідних параметрів вологості оброблюваного сипучого матеріалу, при зміні ексцентриситету h та кута нахилу α осі втулки 15 до осі приводного вертикального вала 7, будуть змінюватись параметри траєкторії коливань точок робочої ситової поверхні спіральних лотків 5, а, отже, і швидкість вібротранспортування псевдозрідженого шару оброблюваного сипучого матеріалу вздовж спіралей цих лотків, а, отже, час його знаходження в різних зонах вібросушарки, а також інтенсивність перемішування частинок оброблюваного сипучого матеріалу та якість сушіння.

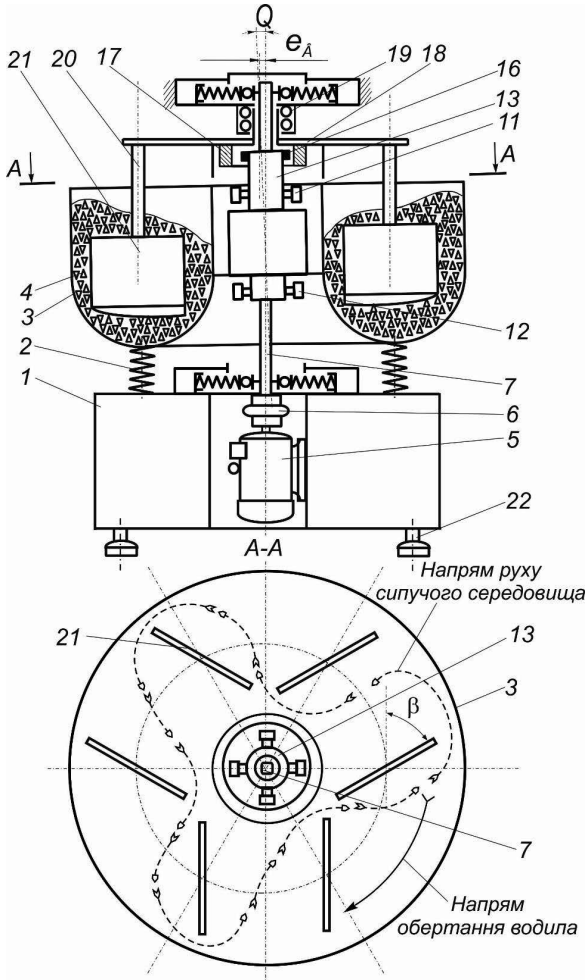
Пружне встановлення приводного вала 7 за допомогою підшипників 8 та циліндричних пружин 9 сприяє зменшенню величини динамічних навантажень у підшипниках віброприводів усіх спіральних лотків 6, а, отже, істотно збільшує термін їх роботи. Виготовлення ситових лотків вібросушарки спіральними, дозволяє істотно зменшити її габаритні розміри та масу, при цьому лотки мають значну протяжність, що потрібно для забезпечення необхідної тривалості знаходження сипучого оброблюваного матеріалу в різних зонах вібросушарки, що дозволяє здійснювати якісний обробіток матеріалу – його висушування.

6.4 Вібраційний змішувач із вертикальним приводним валом та кінематичним збуджувачем коливань

Зважаючи на те, що якість змішування визначається рівномірністю розподілу компонентів у загальному об'ємі суміші, то з метою рівномірного розподілу компонентів частинкам матеріалів необхідно надати такі траєкторії, які забезпечували б найбільшу можливість їх перетину. Як відомо, циркуляційний рух робочого середовища найскладніший характер (із найбільшою можливістю перетину) має в торових вібраційних машинах з вертикальним приводним валом. Тому доцільно робочі контейнери вібраційних змішувачів виконувати тороподібними із вертикальними ексцентриковими приводними валами. В торових контейнерах вібраційних машин сипуче середовище, під дією вібрації рухається вздовж кільцевої осі тороїда та навколо неї, при цьому в зонах контейнера, розташованих поблизу кільцевої осі інтенсивність перемішування найнижча. Отже, в конструкції таких змішувачів доцільно передбачувати пристрої, які б спрямовували сипуче середовище від кільцевої осі до периферії контейнера, що істотно підвищувало б інтенсивність змішування та покращувало б його якість.

Конструктивна схема такого віброзмішувача, розробленого у Вінницькому державному аграрному університеті, представлена на мал. 6.73 [76]. Вібраційний змішувач складається з установленого на станині 1 за допомогою пружних елементів 2 тороподібного контейнера 3, що заповнений змішуваним сипучим середовищем 4. Електромеханічний привод із кінематичним віброзбуджувачем містить електродвигун 5, який через еластичну муфту 6 зв'язаний з вертикальним привідним валом 7, який має квадратний переріз і встановлюється на станині 1 за допомогою підшипників 8 та пружин 9 та проходить через середину контейнера 3. На вала 7 за допомогою центральної осі 10 та верхньої 11 і нижньої 12 груп регульованих упорів встановлена порожнинна втулка 13. Кожна із груп регульованих упорів складається із двох взаємно перпендикулярних пар гвинтів, одна із яких паралельна до центральної осі 10. На зовнішню поверхню

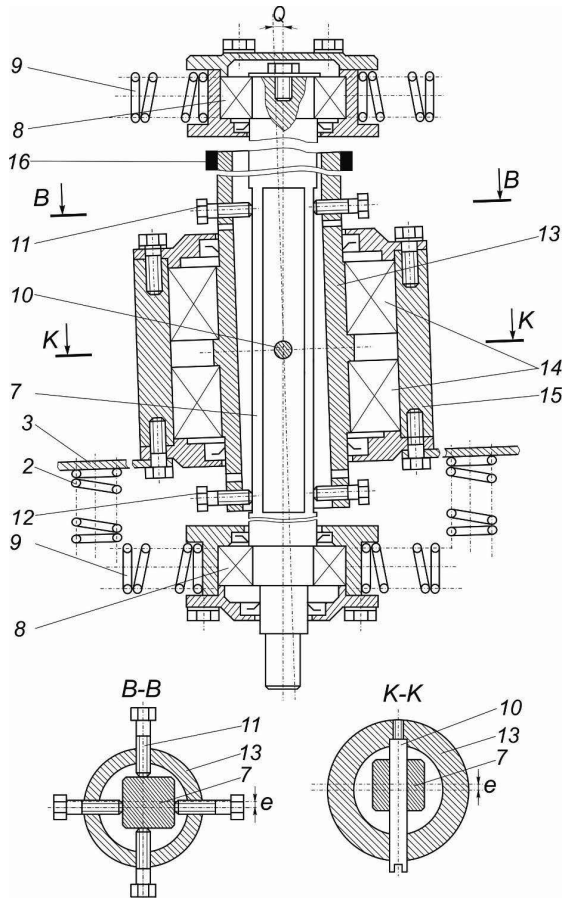
порожнинної втулки 13 напесовано два радіально-упорних підшипники 14, які знаходяться в корпусі 15, що прикріплений до контейнера 3.



Малюнок 6.73 а - Конструктивна схема вібраційного змішувача з вертикальними привідним та лопатеvim валами

Вал 7 має квадратний перетин для забезпечення надійного контакту регульовальних гвинтів із його поверхнею. На верхній кінець порожнинної втулки 13 насаджена зносостійка насадка 16, що розміщена із зазором у вертикальній втулці 17, прикріпленій знизу в центрі до водила 18. Водило 18

встановлене за допомогою підшипникових вузлів 19 з ексцентриситетом e_1 відносно осі вертикального привідного вала 7. Знизу по периферії до водила кріпляться вертикальні стійки 20 з лопатками 21, що рівномірно розміщені по колу, яке має радіус, що дорівнює радіусу кільцевої осі тороподібного контейнера.



Малюнок 6.73 б - Конструктивна схема вібраційного змішувача з вертикальними привідним та лопатевим валами

Лопатки 21 встановлені під кутом у $30-60^\circ$ до кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача, причому кут встановлення суміжних лопаток відносно

кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача однаковий за величиною, але протилежний за напрямком. Станина 1 встановлюється на віброопорах 22.

Вібраційний змішувач працює таким чином. При включенні приводного електродвигуна 5 обертовий рух через еластичну муфту 6 передається до вертикального вала 7 і через регульовані групи упорів 11 та 12 до порожнинної втулки 13. Радіально-упорні підшипники 14 передають на корпус 15 і тороподібний контейнер 3 тільки зусилля в горизонтальному й вертикальному напрямках. При цьому внаслідок того, що втулка 13 за допомогою регульованих груп упорів 11 та 12 встановлюється відносно осі вала 7 із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 13 під певним кутом Q до осі вала 7, точки поверхні тороподібного контейнера 3 будуть коливатись по складних просторових траєкторіях із зсувом фаз одна відносно одної, що призводить до інтенсивного перемішування й вібротранспортування сипучого оброблюваного матеріалу по тороподібному контейнері 3. Під час коливань контейнера 3 зносостійка насадка 16, яка насаджена на верхній кінець порожнинної втулки 13, вдарятиметься об внутрішню поверхню втулки 17, яка прикріплена до водила 18 та повертатиме водило 18 з лопатками 21 назустріч циркуляційному руху сипучого змішувача середовища 4. При повертанні водила 18 лопатки 21 по чергово спрямовуватимуть сипуче змішване середовище 4 поперек кільцевої осі контейнера змішувача 3 від його центру до периферії й навпаки, інтенсифікуючи процес змішування.

Внутрішній діаметр втулки 17 та зовнішній діаметр зносостійкої насадки 16 вибираються таким чином, щоб зазор між останніми був на 0,5-1,5 мм меншим від горизонтальної складової амплітуди коливань контейнера 3.

Оскільки, при більших значеннях величини цього зазору на станину 1 передаватимуться значні динамічні навантаження та спотворюватиметься траєкторія коливань тороподібного контейнера 3, а при менших значеннях – зусилля, що передаються від приводного вала 7 на водило 18 будуть недостатніми для повертання останнього. Кут встановлення лопаток 21 відносно кільцевої осі тороподібного контейнера змішувача 3 повинен знаходитись у межах 30–60°,

оскільки, при інших його значеннях поперечне переміщення сипучого середовища буде мало інтенсивним.

Для регулювання величини горизонтальних складових траєкторії коливань тороподібного контейнера 3 та ексцентриситету e порожнинної втулки 13 відносно осі спільного вертикального вала 7 достатньо у верхній 11 та нижній 12 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із однієї сторони вала 7 в площині, що проходить через центральну вісь 10 і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених гвинтів. Для регулювання величини вертикальних складових траєкторії коливань тороподібного контейнера 3 та зміни кута Q нахилу осі порожнинної втулки 13 до осі вертикального вала 7 достатньо у верхній 11 та нижній 12 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вала 7 в площині, що перпендикулярна до центральної осі 10, і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених. Центральна вісь 10 фіксує порожнинну втулку 13 від осьових переміщень відносно вала 7 під час регулювань. При цьому буде змінюватись інтенсивність перемішування шару змішаного сипучого матеріалу та швидкість його вібротранспортування вздовж тороподібного контейнера 3, а, отже, час змішування, залежно від вихідних параметрів компонентів суміші.

Встановлення вала 7 через підшипники 8 і пружини 9 дозволяє зменшити динамічні навантаження в підшипниках вібропривода й тим самим істотно збільшити термін їх експлуатації. Конструкція вібромішувача дозволяє здійснювати незалежне плавне регулювання вертикальних та горизонтальних складових траєкторії коливань тороподібного контейнера 3 в широких межах без розбирання його привода та понизити робочі частоти коливань тороподібного контейнера 3.

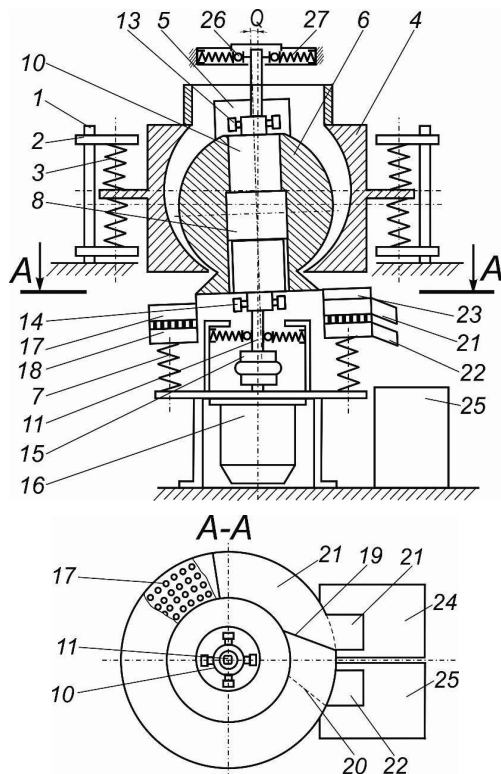
6.5 Вібраційний млин із вертикальним приводним валом та кінематичним збуджувачем коливань

Недоліком розглянутих вище сферичних млинів із дебалансним приводом коливань є обмеженість їхніх технологічних можливостей, оскільки величина зусилля, яке розвиває мелоче тіло при обертанні дебалансного вала віброзбуджувача, залежить від частоти обертання цього вала. Тому такі млини можуть ефективно працювати при високих частотах обертання 1500...3000 об/хв. і вищих, що ставить жорсткі вимоги до міцності їх конструкції. Окрім того, в даних вібраційних млинах практично неможливо незалежно регулювати амплітуду та частоту коливань мелючого тіла, а це особливо важливо, коли необхідно подрібнювати кусковий матеріал при заданій його деформації.

Тому для збудження коливань мелючих тіл таких вібромлинів доцільно використати кінематичний привод з регульованими упорами які дозволяють здійснювати плавне та незалежне регулювання параметрів коливань мелючого тіла в широких межах без розбирання віброзбуджувача, а при встановленні вертикального вала на регульованих пружних опорах можна зменшити динамічні навантаження на підшипники.

Конструкція такого сферичного вібраційного млина із кінематичним приводом [54], який розроблений у Вінницькому національному аграрному університеті, наведена на мал. 6.74. Сферичний вібраційний млин складається зі змонтованої в корпусі за допомогою шпильок 1, кронштейнів 2 і спарених пружних елементів 3 помольної камери 4 із внутрішньою сферичною робочою поверхнею. Зверху до помольної камери 4 жорстко прикріплений завантажувальний патрубков 5, всередині помольної камери 4 встановлене, із зазором мелоче тіло 6, яке має сферичну зовнішню робочу поверхню і за допомогою пружних елементів 7 спирається на корпус. Сферичне мелоче тіло 6 жорстко закріплено на корпусі підшипникового вузла 8, внутрішні обойми підшипників 9 якого встановлені на порожнинній втулці 10. Порожнинна втулка 10 зв'язана з вертикальним валом 11, що має квадратний переріз, за допомогою центральної осі 12 та верхньої 13 і нижньої 14 груп регульованих упорів, які

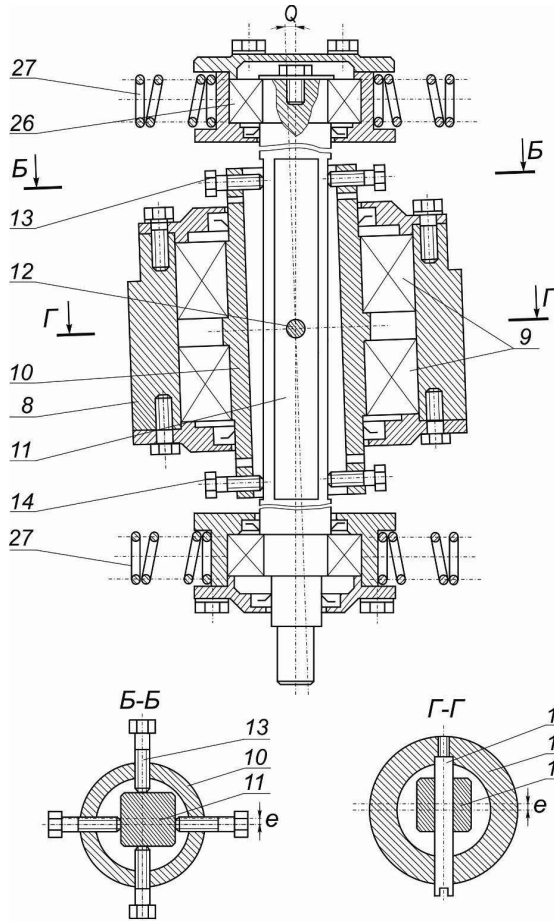
являють собою дві взаємно перпендикулярні пари гвинтів, одна з яких паралельна до центральної осі 12. Вертикальний вал 11 має квадратний перетин для забезпечення надійного контакту регулювальних гвинтів із його поверхнею. Нижній кінець вертикального вала 11 через еластичну муфту 15 з'єднаний із приводним електродвигуном 16.



Малюнок 6.74 а – Конструктивна схема сферичного вібраційного млина із кінематичним приводом

До нижньої площини сферичного мелючого тіла 6 прикріплені вивантажувальний канал, що складається із набору встановлених один під одним кільцевих сепараційних лотків. Причому верхній 17 має перфоровану робочу доріжку, а нижній 18 – суцільну. Всередині лотків 17 і 18 встановлені

вертикальні перегородки 19 та 20, в кінці яких закріплені вивантажувальні вікна 21 і 22, відповідно. Над кінцем верхнього перфорованого сепараційного лотка 17 закріплено сектор суцільного кільцевого лотка 23 таким чином, щоб його кінець збігався з верхньою вертикальною спрямовувальною перегородкою 19. Під вивантажувальними вікнами 21 та 22 встановлені приймальні бункери 24 і 25, відповідно. Вертикальний вал 11 встановлений на підшипниках 26, що за допомогою регульованих пружин 27 опираються на корпус.



Малюнок 6.74 б – Конструктивна схема сферичного вібраційного млина із кінематичним приводом

Порожнинна втулка 10 за допомогою центральної осі 12 та верхньої 13 і нижньої 14 груп регульованих упорів встановлюється відносно осі вертикального вала 11 із деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 10 під певним кутом Q до осі цього вала 11.

Сферичний вібраційний млин із кінематичним приводом працює таким чином. При ввімкненні приводного електродвигуна 14 обертовий рух через еластичну муфту 13 передається до вертикального вала 11 і через регульовані групи упорів 13 та 14 до порожнинної втулки 10. Підшипники 9 передають на корпус 8 і мелюче тіло 6 тільки зусилля в горизонтальному й вертикальному напрямках. Унаслідок того, що втулка 10 відносно осі вертикального вала 11 встановлюється з деяким ексцентриситетом e , а вісь втулки 10 - під певним кутом Q до осі вертикального вала 11, точки поверхні мелючого тіла 6 будуть коливатись по складних просторових траєкторіях із зсувом фаз одна відносно одної. При цьому кожна точка робочої поверхні мелючого тіла 6 коливається траєкторією, яка має форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса. Такі коливання мелючого тіла 6 і точок його поверхні сприяють защемленню між сферичними робочими поверхнями помольної камери 4 й мелючого тіла 6 кусків оброблюваного матеріалу, їх провертанню та руйнуванню вздовж поверхонь поділу, що сприяє зменшенню енергоємності процесу подрібнення й покращує якість та рівномірність розмірів кінцевого продукту.

Оброблюваний матеріал подається до помольної камери 4 через завантажувальний патрубок 5. Після обробки в помольній камері 4 оброблюваний матеріал скочується по конусній поверхні мелючого тіла 6 на верхній кільцевий перфорований лоток 15. Оскільки, кільцеві лотки 15 і 16 жорстко прикріплені до мелючого тіла 6, то точки їх поверхонь також коливаються по траєкторіях, що мають форму нахиленого під певним кутом до горизонтальної площини еліпса. Причому точки поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16, які лежать на концентричному з віссю вертикального вала 11 колі, здійснюють ці коливання із зсувом фаз одна відносно одної. Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 15 і 16 можна

розглядати, як розповсюдження вздовж їх кільцевих осей квазіхвиль, які складаються із біжучих повздовжньої і поперечної квазіхвиль, що зсунуті одна відносно одної на 90° . Такі коливання точок поверхонь кільцевих сепараційних лотків 17 і 18 призводять до інтенсивного вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх кільцевих доріжок. При цьому оброблюваний матеріал невеликих розмірів просіюється через отвори перфорованої поверхні верхнього кільцевого лотка 17 і потрапляє на суцільну поверхню нижнього кільцевого лотка 18. Під час руху оброблюваного матеріалу вздовж кільцевих лотків 17 і 18 він ударяється об вертикальні перегородки 19 і 20, відповідно, й спрямовується ними до вивантажувальних вікон 21 та 22, а звідти потрапляє в приймальні бункери 24 і 25, відповідно. Таким чином, здійснюється поділ обробленого матеріалу на фракції за розмірами.

Оскільки, для гарантування якісної сепарації обробленого матеріалу необхідно, щоб останній пройшов вздовж перфорованої поверхні певну відстань, то над верхнім кільцевим лотком 17 перед його спрямовувальною вертикальною перегородкою 19 закріплений сектор суцільного кільцевого лотка 23, який запобігає просипанню оброблюваного матеріалу на поверхню кільцевого перфорованого лотка 17 перед вивантажувальним вікном 21 і спрямовує його на поверхню кільцевого перфорованого лотка 17 за цим вікном. Довжина суцільного кільцевого лотка 23 повинна бути достатньою для якісної сепарації на такій же довжині поверхні кільцевого перфорованого лотка 17.

Для регулювання величини ексцентриситету e втулки 10 відносно осі вала 11, достатньо у верхній 13 та нижній 14 групі упорів відпустити на однакову величину e по одному гвинту, розміщеному із однієї сторони вала 4 в площині, що проходить через центральну вісь 9 і підтягнути гвинти, які розміщені симетрично до відпущених гвинтів. Для зміни кута нахилу Q осі втулки 12 до осі вала 4 достатньо у верхній 10 та нижній 11 групі упорів відпустити на однакову величину по одному гвинту, розміщеному із різних сторін вала 4 в площині, що перпендикулярна до центральної осі 9, і підтягнути гвинти, які розміщені

симетрично до відпущених. Центральна вісь 9 фіксує втулку 12 від осьових переміщень відносно вала 4 під час регулювань.

Встановлення вертикального вала 11 на корпусі через підшипники 26 в регульованих пружних опорах 27 дозволяє зменшити динамічні навантаження в усіх підшипниках вібробуджувача й тим самим істотно збільшити термін їх експлуатації. Конструкція пристрою дозволяє здійснювати плавне незалежне регулювання параметрів коливань мелючого тіла 6 в широких межах, без розбирання його привода, що значно спрощує процес регулювань привода.

Переміщуючи кронштейни 2 зі спареними пружними елементами 3 вздовж шпильок 1, можна регулювати зазор між конічними робочими поверхнями помольної камери 4 та мелючого тіла 6. При необхідності поділу обробленого матеріалу на кілька фракцій за розмірами можна встановити один під одним декілька кільцевих лотків 17 із перфорованими поверхнями, які мають різні діаметри отворів.

Висновок: на підставі результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблені нові конструкції вібраційних технологічних машин із вертикальними приводними дебалансними валами та з вертикальними приводними валами при кінематичному збудженні коливань, усі конструкції захищені патентами України на винаходи.

РОЗДІЛ 7 АВТОМАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МАШИНАМИ

7.1 Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин у резонансних режимах

На даний час переважна більшість вібраційних технологічних машин, що обладнані дебалансними віброзбуджувачами працюють, у неекономічних зарезонансних режимах. При роботі таких машин спостерігаються значні непродуктивні втрати енергії, а при їх переході через резонансну частоту різко зростає амплітуда коливань робочих органів, що може призвести до пошкодження самих машин та оброблюваної ними продукції. Тому останнім часом все більшого розповсюдження набувають керовані вібраційні машини, які дозволяють здійснювати технологічні процеси зі змінними регульованими параметрами коливань робочих органів. Одним із методів реалізації таких процесів є розробка керованих дебалансних віброзбуджувачів зі змінним сумарним статичним моментом дебалансних вантажів відносно приводного вала, що обертається в робочих режимах із постійною кутовою швидкістю. Однак застосування керованих дебалансних віброзбуджувачів призводить до значного ускладнення конструкції вібромашини, зменшення надійності та довговічності її роботи, появи додаткового приводу механізму регулювання, зростання енергоємності процесу її роботи внаслідок зростання величини коливних мас вібромашини та збільшення кількості вузлів тертя в конструкції машини, а також необхідності додаткових затрат енергії на привод механізму регулювання.

Тому перспективною є розробка методів та пристроїв керування частотою обертання простих приводних дебалансних віброзбуджувачів з метою забезпечення резонансних режимів роботи вібромашин.

Запропонований метод керування роботою вібраційних технологічних машин [50] може знайти застосування в машинобудуванні та приладобудуванні, а також у гірничо-переробній промисловості та сільськогосподарському виробництві.

Відомо ряд методів підтримки роботи вібраційних технологічних машин (ВТМ) у режимах, близьких до резонансного. Зокрема, метод підтримки режиму коливань робочого органа, близького до резонансного за рахунок зміни жорсткості пружної системи машини. Недоліками даного методу є неможливість автоматичного регулювання жорсткості підвіски при зміні навантаження на робочий орган, та неможливість автоматичного регулювання амплітуди коливань робочого органа при резонансній частоті ВТМ;

Також відомий метод підтримки біля резонансного режиму роботи вібромашини за рахунок відслідковування власної частоти коливань механічної системи [51], коли процес підсилення сигналу, отриманого від датчика вібрації, здійснюється двома підсилювачами, а вихідний силовий сигнал подається на електромагнітний вібропривод ВТМ. Даний метод дозволяє здійснювати автоматичне налагодження частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу на частоту, яка близька до резонансної частоти механічної системи й тим самим дозволяє адаптувати ВТМ до змінної маси завантаження робочого органу вібромашини. Але й цей метод має недоліки, основними із них є:

- в моменти запуску, розвантаження та довантаження робочого органу ВТМ частота коливань механічної системи суттєво та різко віддалятиметься від власної резонансної частоти, що буде причиною зменшення амплітуди коливань сигналу на виході датчика зворотного зв'язку та появи хаотичних коливань у колі зворотного зв'язку, після підсилення такий сигнал не є синхронним з вимушуючою силою і він не зможе стабілізувати роботу ВТМ на новій власній резонансній частоті, тому це буде причиною затухання ВТМ;

- збільшення приведеної маси згідно [35] призводить до зменшення резонансної частоти коливань механічної системи й система керування проведе зміну частоти з певною точністю завдяки датчику вібрації, але для того, щоб амплітуда коливань системи із більшою масою на новій власній резонансній частоті залишилася незмінною, необхідно проводити автоматичну корекцію амплітуди циклічної вимушуючої сили віброприводу, тобто система керування не може здійснювати автоматичне регулювання амплітуди циклічної

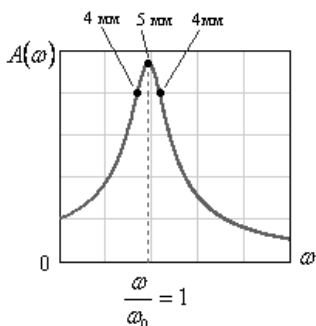
вимушуючої сили, тому такий метод керування не забезпечує стійкої роботи ВТМ та не дозволяє підтримувати технологічно задане оптимальне значення амплітуди коливань робочого органу ВТМ.

Відомий також метод керування роботою машини із коливними рухами робочих органів [58], де в процесі роботи ВТМ система керування контролює два параметри – частоту та амплітуду коливань робочого органу й у випадку зміни завантаження робочого органу або при необхідності зміни режиму роботи вібромашини система керування коректує частоту та амплітуду вимушуючих коливань віброприводу робочого органу до частоти, яка близька до резонансної частоти пружної системи вібромашини при заданому завантаженні робочого органу й амплітуду коливань на резонансній частоті так, щоб вона відповідала оптимальному режиму технологічного процесу. Такий метод керування дозволяє автоматизувати процес налагодження частоти й амплітуди вимушуючих коливань віброприводу робочого органу ВТМ при зміні завантаження робочого органу або при необхідності зміни режиму роботи вібромашини до значень, які відповідають резонансному режиму роботи. Вібромашини, які реалізують такий метод керування, мають назву адаптивних вібраційних технологічних машин (АВТМ) [5] завдяки постійній адаптації параметрів віброприводу до нових параметрів коливної механічної системи та забезпечують мінімальні енергозатрати на вібропривод.

Недоліком такого методу керування роботою АВТМ є те, що він базується на пошуку екстремуму амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) АВТМ, у якому закладено пошукові алгоритми роботи, що мають певну невизначеність, і висновок про напрям переміщення власної резонансної частоти АВТМ можна зробити лише за реакцією механічної коливної системи АВТМ на корегувальну дію екстремальної адаптивної системи керування.

Наприклад, як показано на мал. 7.75, екстремальна адаптивна система керування втримувала робочий орган АВТМ на екстремумі АЧХ АВТМ при амплітуді коливань 5 мм. В силу певних причин (розвантаження або довантаження) амплітуда коливань змінилася та становить 4 мм. Виникає

питання, в яку сторону проводити корекцію частоти циклічної вимушеної сили віброприводу, щоб знову забезпечити екстремальне значення роботи АВТМ при резонансному режимі. Тому в такому методі керування необхідно аналізувати реакцію коливної механічної системи на зміну частоти циклічної вимушеної сили віброприводу, і, якщо при збільшенні частоти циклічної вимушеної сили віброприводу відбувається подальший спад амплітуди коливань робочого органу АВТМ, необхідно проводити корекцію в зворотному напрямку, тобто зменшувати частоту циклічної вимушеної сили віброприводу.



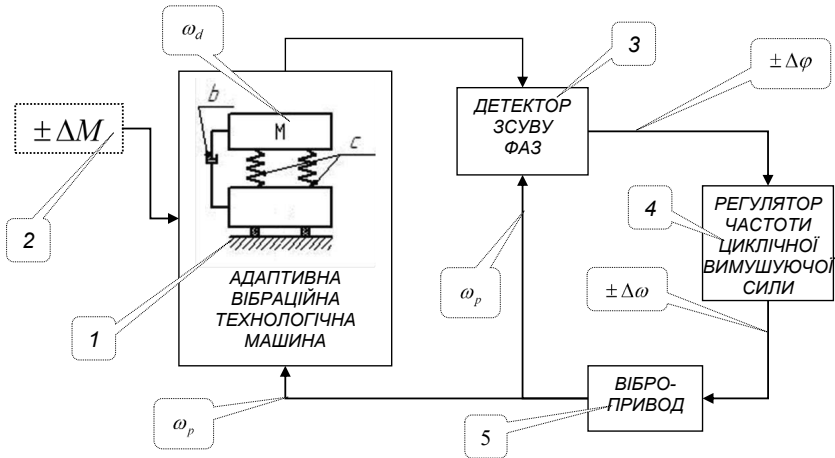
Малюнок 7.75 - Залежність амплітуди коливань A робочого органу вібромашини від частоти ω .

Отже, такий метод керування через додаткові затрати часу на визначення напрямку корекції не забезпечує високої якості й точності керування та мінімальних енергозатрат на вібропривод, що зумовлюється тимчасово не резонансним режимом роботи АВТМ.

Тому доцільною є розробка методу керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин, який дозволяє розширення функціональних можливостей даних машин та економію електроенергії, що витрачається на їх вібропривод.

На мал. 7.76 зображено функціональну схему методу керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин [50, 83]. Адаптивна вібраційна технологічна машина 1 завдяки зворотному зв'язку через датчик частоти

коливань робочого органу - ω_d з'єднана із детектором зсуву фаз 3. На другий вхід детектора зсуву фаз 3 поступає сигнал прямо пропорційний частоті циклічної вимушуючої сили віброприводу – ω_p . Детектор зсуву фаз 3 з'єднаний із регулятором частоти циклічної вимушуючої сили 4. Регулятор частоти циклічної вимушуючої сили 4 безпосередньо з'єднаний із віброприводом 5, а вібропривод 5 із адаптивною вібраційною технологічною машиною 1, на яку діє 2 збурюючий фактор $\pm \Delta M$ зміни маси завантаження робочого органу АВТМ 1.



Малюнок 7.76 - Функціональна схема системи керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин

Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин базується на аналізі розв'язку основного диференційного рівняння руху механічних коливань систем:

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} + b \frac{ds}{dt} + k \cdot s = F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (7.67)$$

де M - приведена маса АВТМ;

s - переміщення робочого органу АВТМ;

$b = -\frac{f}{s}$ (f – коефіцієнт сили тертя, опору повітря);

k - жорсткість пружної системи АВТМ;

F_0 - амплітуда циклічної вимушуючої сили віброприводу.

Згідно з [7, 8, 9], розв'язком диференційного рівняння (7.67) є вираз:

$$S(t) = S_a \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad (7.68)$$

$$\begin{aligned} S_a &= \frac{F}{\sqrt{(-M \cdot \omega^2 + k^2) + (b \cdot \omega)^2}} = \frac{F}{M \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot \omega^2}} = \\ &= \frac{q}{\omega_0^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}; \end{aligned}$$

де ω - частота циклічної вимушуючої сили віброприводу;

ω_0 - власна резонансна частота АВТМ;

γ - коефіцієнт демпфірування;

ε - зсув фаз між коливаннями робочого органу АВТМ та коливаннями циклічної вимушуючої сили віброприводу, що дорівнює:

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{b \cdot \omega}{-M \cdot \omega^2 + k}\right) = \arctan\left(\frac{2 \cdot \omega \cdot \alpha}{\omega_0^2 - \omega^2}\right) = \arctan\left(\frac{\gamma \cdot \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega}{\omega_0}}\right) \quad (7.69)$$

Загальне рівняння руху, що пов'язує рух робочого органу АВТМ із циклічною вимушуючою силою віброприводу F у робочому амплітудно-частотному діапазоні має вигляд:

$$S(t) = \frac{F}{k} \cdot \mu \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad (7.70)$$

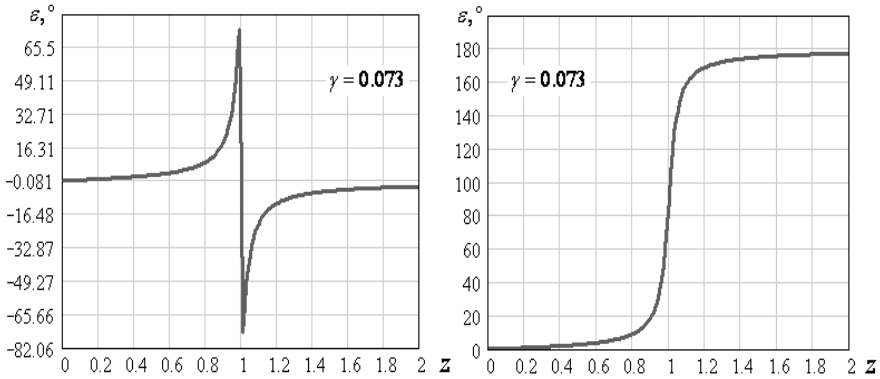
де μ - коефіцієнт підсилення [9], що характеризує динамічні властивості АВТМ на всій ділянці АЧХ і має вигляд:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}},$$

де $z = \omega/\omega_0$ - коефіцієнт відлаштування.

Враховуючи дисипативні втрати енергії (наприклад, для витих циліндричних пружин $\gamma = 0,073$) у АВТМ можна за допомогою виразу (7.69)

дослідити зсув фаз між коливаннями робочого органу АВТМ та коливаннями циклічної вимушуючої сили віброприводу. Результати такого дослідження наведено на мал. 7.77, з якого видно, що в зоні резонансу ($0,9 \leq z \leq 1,1$) існує дуже різка зміна кута зсуву фаз і при резонансі існує відставання вимушених коливань робочого органу АВТМ від циклічної вимушуючої сили віброприводу на чверть періоду ($\pi/2$).



Малюнок 7.77 – Залежність зсуву фаз між коливаннями робочого органу АВТМ та коливаннями циклічної вимушуючої сили віброприводу

Автоматично підтримуючи співвідношення між переміщенням робочого органу АВТМ та циклічною вимушуючою силою віброприводу постійно рівним $\pi/2$ за допомогою корекції ($z = \omega/\omega_0$) частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу ω до власної резонансної частоти АВТМ ω_0 можна забезпечити постійний резонансний режим роботи.

Необхідно взяти також до уваги, що згідно з [7, 8, 9] максимум коефіцієнта підсилення μ і відповідно максимум і АЧХ АВТМ має місце не при $\omega/\omega_0 = 1$, а при виконанні умови:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \sqrt{1 - 2 \cdot \gamma^2}.$$

Враховуючи те, що значення коефіцієнта демпфірування γ для АВТМ є мізерним, (наприклад при $\gamma = 0,073$ дане співвідношення рівне $\omega/\omega_0 = 0,9999716$), тому при розрахунках можна брати співвідношення $\omega/\omega_0 = 1$.

Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин полягає в наступному. При зміні приведеної маси 2 (мал. 7.76) $\pm \Delta M$ у АВТМ 1 відбувається зсув фаз між коливаннями вимушуючої сили віброприводу та вимушеними коливаннями робочого органу АВТМ. В детекторі зсуву фаз 3 постійно в робочому режимі проходить порівняння та визначення величини відставання або випередження між двома гармонійними сигналами, частоти коливань робочого органу адаптивної вібраційної технологічної машини ω_d та частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу ω_p . Сигнал пропорційний зсуву фаз $\pm \Delta \varphi$ після визначення поступає в 4 регулятор частоти циклічної вимушуючої сили, де відповідно до закладених законів керування виробляється необхідний приріст частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу $\pm \Delta \omega$, який через вібропривод 5 впливає на АВТМ 1 та зводить заданий зсув фаз між вимушуючими та вимушеними коливаннями до оптимального з точки зору точності дотримання резонансного режиму значення $(\pi/2)$. Таким чином, відбувається адаптація вібромашини до нової маси завантаження робочого органу та забезпечується резонансний режим роботи АВТМ.

Даний метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин дозволяє перейти від екстремально-пошукових систем керування віброприводом АВТМ до відстежувальних систем керування. Такий пристрій керування буде постійно стежити за зсувом фаз коливань робочого органу АВТМ і коливань вимушуючої сили віброприводу та зводити його відхилення від оптимального кута рівного $\pi/2$ до нуля за рахунок зміни частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу.

Застосування запропонованого методу керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин дозволить оптимізувати процес керування ними та забезпечити оптимальні режими роботи при мінімальних затратах енергії на вібропривод. Зменшення енергозатрат зумовлене тим, що таке

керування дозволяє швидше проводити корекцію нерезонансного режиму роботи, а, як наслідок, машина менше часу працюватиме при економічно невігідних нерезонансних режимах. Окрім того, даний спосіб зводить до мінімуму різкі зростання амплітуди коливань у перехідних процесах, які звичайно спостерігаються при зміні маси завантаження чи зміні режимів роботи та параметрів технологічного процесу.

7.2 Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин

Вібраційна обробка, як один з найбільш ефективних методів фінішної обробки деталей, останнім часом набуває все більшого застосування. Вібраційна обробка деталей або обробка деталей вільними тілами без жорсткого кінематичного зв'язку між ними під дією вібрації робочої камери є одним з найбільш ефективних методів реалізації фінішних оздоблювально-зачисних операцій, що становлять 15-40 % від загальної трудомісткості виготовлення деталей. Вібраційні машини дозволяють механізувати такі операції, як зняття облою, заокруглення гострих кромок, шліфування, полірування, зміцнення всіх поверхонь деталей одночасно, підготовка їх під гальванічні й лакофарбові покриття. Широкому впровадженню вібраційних машин сприяє великий діапазон технологічних операцій, які на них можна реалізувати, їх універсальність при обробці великої номенклатури деталей складної форми, а також можливість обробки поверхонь, важкодоступних для традиційних методів. Тому пошук шляхів підвищення її ефективності та створення на їх базі високопродуктивного обладнання є одним із найбільш актуальних завдань подальшого прогресивного розвитку машинобудування. Як відомо, для ефективної, рівномірної й всебічної обробки деталей робочими тілами без твердого кінематичного зв'язку між ними необхідно забезпечити три основні умови: надати робочим тілам певний необхідний для здійснення роботи рівень кінетичної енергії; створити максимальну різницю швидкостей між

оброблюваними деталями й робочими тілами; забезпечити рівномірне та інтенсивне перемішування деталей та робочого середовища.

Вібраційні машини мають, як правило, просту конструкцію, зручні в експлуатації й обслуговуванні при великій продуктивності за рахунок одночасної обробки великих партій деталей. Переважна більшість сучасних вібраційних машин обладнані дебалансними вібробуджувачами й працюють у неекономічному та малопродуктивному за резонансному режимі. При роботі таких машин спостерігаються значні непродуктивні втрати енергії, а при їх переході через резонансну частоту різко зростає амплітуда коливань робочих органів, що може призвести до пошкоджень самих машин та оброблюваної ними продукції. Тому останнім часом все більшого розповсюдження набувають високопродуктивні керовані вібраційні машини, що дозволяють здійснювати технологічні процеси зі змінними регульованими параметрами коливань робочих органів, які працюють у резонансних чи близько резонансних режимах. Для даних машин є характерною велика енергія взаємодії робочих тіл та оброблюваних деталей.

Однак, існує ряд технологічних процесів обробки легко пошкоджуваних деталей, які повинні здійснюватися при точному дотримуванні інтенсивності взаємодії робочих тіл та оброблюваних деталей. Перевищення енергії взаємодії робочих тіл та оброблюваних деталей може призвести до появи забоїн, вм'ятин та подряпин на деталях із пластичних матеріалів, викривлення та сколювання на деталях із крихких матеріалів, викривлення форми тонкостінних та ажурних деталей.

Тому виникає необхідність розробки методів керування такими вібраційними машинами, які забезпечують стабілізацію технологічно оптимальних параметрів та режимів роботи цих машин. Запропонований метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів роботи вібраційних технологічних машин може знайти застосування в машинобудуванні та приладобудуванні, а також у гірничо-переробній промисловості та сільськогосподарському виробництві.

Відомий пристрій [58], в якому реалізується метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля вібраційних технологічних машин (ВТМ) шляхом забезпечення заданого рівня амплітуди коливань робочого органу при зміні маси його завантаження за рахунок корекції амплітуди циклічної вимушуючої сили віброприводу.

Основним недоліком такого методу стабілізації є те, що система керування намагається підтримувати задану амплітуду коливань вібромашини при одній фіксованій частоті вимушуючої сили віброприводу за рахунок зміни амплітуди. Але при зміні маси завантаження власна резонансна частота механічної системи змінюється, а частота вимушуючої сили фіксована, тому вібраційна машина не працює в резонансному режимі роботи, і, як наслідок, не забезпечуються мінімальні енергозатрати на вібропривод ВТМ.

Відомий також спосіб керування роботою машини із коливними рухами робочих органів [58], згідно якого, в процесі роботи адаптивної вібраційної технологічної машини (АВТМ) система керування контролює два параметри – частоту та амплітуду коливань робочого органу й у випадку зміни завантаження робочого органу або при необхідності зміни режиму роботи машини система керування коректує частоту та амплітуду вимушуючих коливань привода робочого органу до частоти, яка близька до резонансної частоти пружної системи вібромашини при заданому завантаженні робочого органу і амплітуду коливань на резонансній частоті так, щоб вона відповідала оптимальному режиму технологічного процесу.

Недоліком такого методу стабілізації технологічних параметрів вібраційного поля АВТМ є те, що один і той же рівень амплітуди коливань робочого органу АВТМ на різних частотах призведе до різної інтенсивності технологічного процесу, це зумовлюється тим, що, якщо, наприклад, вібромашина працювала при резонансній частоті 50 Гц із амплітудою в 3 мм, й при зміні маси завантаження робочого органу резонансна частота зросте до 52 Гц при тій же амплітуді в 3 мм, що призведе до зміни інтенсивності технологічного процесу АВТМ. Це пояснюється тим, що в першому випадку за

1 с АВТМ робила 50 повних коливань, де за кожне коливання виконувалась певна корисна робота, а в другому випадку АВТМ уже робитиме 52 повні коливання при тій же самій амплітуді коливань робочого органа, тому в другому випадку буде більша інтенсивність віброобробки, що для певних технологічних процесів є недопустимим.

З метою підвищення точності дотримання технологічних режимів роботи адаптивних вібраційних технологічних машин запропонований метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин, який полягає в тому, що при стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин система керування віброприводом, відслідковуючи власну частоту коливань механічної коливної системи ω_d , підтримує режим роботи адаптивної вібраційної технологічної машини, близький до резонансного, при цьому в процесі роботи адаптивної вібраційної технологічної машини система керування контролює два параметри – частоту ω_d та амплітуду A_d коливань робочого органа й у випадку зміни маси завантаження робочого органа або при необхідності зміни режиму роботи адаптивної вібраційної технологічної машини система керування коректує частоту та амплітуду вимушуючих коливань вібропривода робочого органа, до частоти ω_d , яка близька до резонансної частоти пружної коливної системи вібромашини при заданому завантаженні робочого органа й амплітуду коливань робочого органа A_d на резонансній частоті так, щоб виконувалась умова:

$$A_d = \omega_z^2 \cdot A_z^2 / \omega_d^2,$$

де ω_z та A_z задані технологічно оптимальні параметри коливань адаптивної вібраційної технологічної машини.

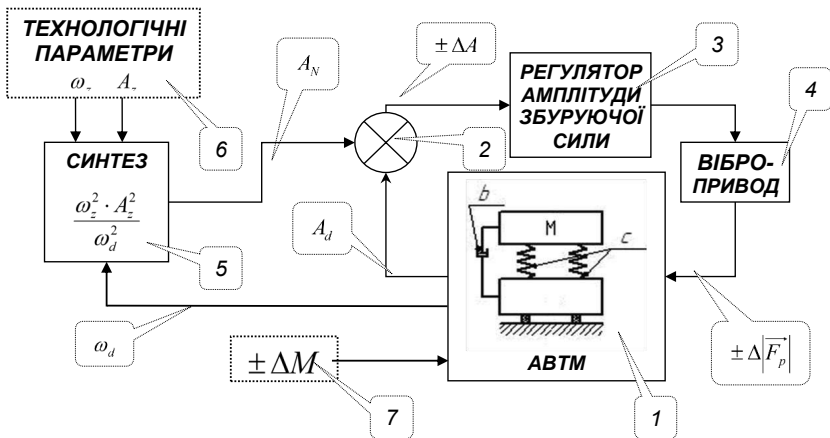
Такий метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин базується на забезпеченні рівності питомої роботи вібраційного поля АВТМ $A_{роб} = A^2 \cdot \omega^2$ [51, 84] при будь якому завантаженні робочого органа й заданому технологічно

оптимальному значенні $A_{роб}$. Даний метод дозволяє постійно підтримувати резонансний режим роботи АВТМ завдяки корекції ω_d , а при резонансній частоті АВТМ проводиться стабілізація питомої роботи вібраційного поля АВТМ шляхом корекції амплітуди коливань робочого органа A_d , що забезпечує мінімальні енергозатрати на вібропривод при незмінній інтенсивності технологічного процесу роботи АВТМ.

На мал. 7.78 зображено функціональну схему системи стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. На адаптивну вібраційну технологічну машину 1 діє параметричне збурення 7. Адаптивна вібраційна технологічна машина 1 з'єднана із блоком порівняння 2 та блоком синтезу 5, який з'єднаний із блоком 6 введення технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля. Сигнал з виходу блоку синтезу 5 поступає на блок порівняння 2, а з виходу блока порівняння 2 надходить у регулятор амплітуди збурюючої циклічної сили 3 і з його виходу поступає на вібропривод 4, що приводить у рух АВТМ 1.

Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних полягає в наступному. За допомогою блоку 6 проводиться ввід технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля ω_z та A_z АВТМ 1. При дії на АВТМ 1 параметричне збурення 7 (зміна маси завантаження робочого органа $\pm \Delta M$), змінюється власна резонансна частота АВТМ 1 [7, 8, 9], що призводить до зміни амплітуди коливань робочого органа АВТМ 1, яка зумовлена переміщенням амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) АВТМ 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 вібропривода з метою забезпечення постійного резонансного режиму роботи АВТМ, у результаті чого виникає зміна технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля, на сам перед частоти, із заданої ω_z на нову дійсну ω_d власну резонансну частоту АВТМ 1.



Малюнок 7.78 – Функціональна схема системи стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля

Враховуючи нову власну резонансну частоту АВТМ I ω_d та технологічно оптимальні параметри вібраційного поля АВТМ ω_z та A_z , в блоці синтезу 5 проходить розрахунок необхідного значення амплітуди коливань робочого органа АВТМ A_N при новій дійсній власній резонансній частоті АВТМ ω_d так, щоб оптимальне значення питомої роботи вібраційного поля $A_{робз} = A_z^2 \cdot \omega_z^2$ залишилось незмінним при новому дійсному значенні ω_d власної резонансної частоти АВТМ I . Тобто, в блоці синтезу 5 проходить визначення необхідного значення амплітуди коливань робочого органа АВТМ A_N , виходячи із наступної рівності:

$$A_z^2 \cdot \omega_z^2 = A_N^2 \cdot \omega_d^2. \quad (7.71)$$

Необхідне значення амплітуди коливань робочого органа A_N , яке забезпечує задане технологічно оптимальне значення питомої роботи вібраційного поля при даній масі завантаження робочого органа поступає на блок порівняння 2. В блоці порівняння 2 проходить порівняння необхідного значення A_N амплітуди коливань робочого органа та дійсного значення амплітуди коливань робочого органа A_d і значення необхідної різниці амплітуд

коливань робочого органа $\pm \Delta A$ подається на регулятор амплітуди збурюючої циклічної сили 3, де на підставі величини похибки $\pm \Delta A$ та розроблених оптимальних законів керування формується керуючий сигнал на вібропривод 4. Вібропривод 4 змінює значення амплітуди циклічної вимушуючої сили вібропривода в необхідну сторону та на необхідну величину $\pm \Delta \sqrt{F_p}$ і діє на АВТМ 1.

В результаті зворотного зв'язку по ω_d та A_d даний метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин дозволяє постійно підтримувати технологічно оптимальні параметри вібраційного поля в процесі зміни маси завантаження робочого органа адаптивних вібраційних технологічних машин.

7.3 Керована вібраційна машина зі спіральною робочою камерою

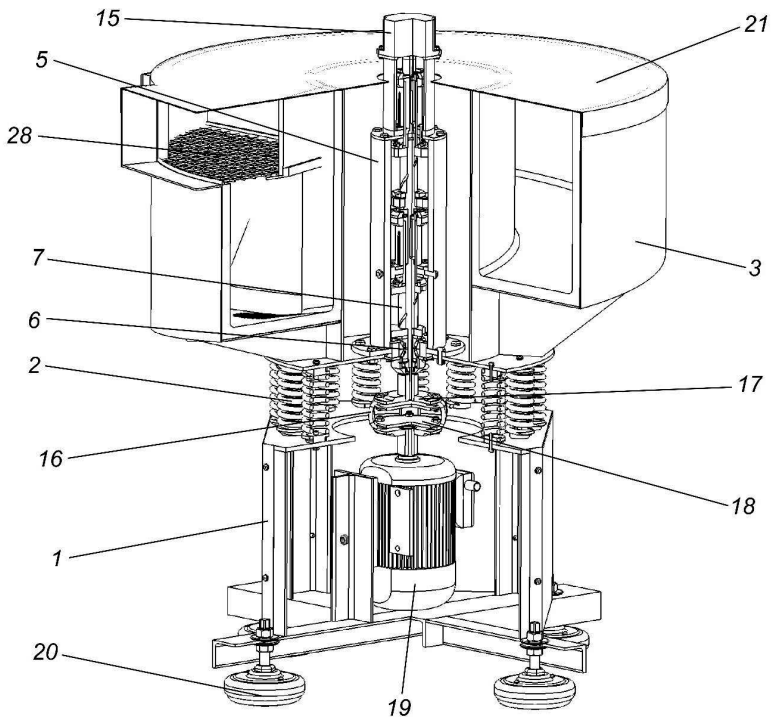
Суттєвим недоліком сучасних вібраційних машин є відсутність можливості оперативно в ході віброобробки деталей, роздільно керувати частотою та амплітудою коливань спіральної робочої камери при зміні маси завантаження робочої камери деталями та робочим середовищем. Для усунення цього недоліку запропоновано [30] у вібраційній машині зі спіральною робочою камерою, шляхом встановлення на вертикальному валу вібратора верхньої та нижньої пари дебалансів, в кожній з яких є нерухомі й рухомі дебаланси, що оснащені механізмами регулювання їхнього положення відносно нерухомих дебалансів і мають спільний привод від серводвигуна з гвинтовою передачею, забезпечити точність і синхронність встановлення положення між рухомими на нерухомих дебалансами в кожній парі та можливість роздільного керування частотою та амплітудою відцентрових вимушуючих сил дебалансного інерційного вібратора в ході роботи вібраційних машин і таким чином розширити їхні технологічні можливості.

На мал. 7.79 а зображено конструктивну схему запропонованої керованої вібраційної машини зі спіральною робочою камерою в розрізі, на мал. 7.79 б -

будову керованого інерційного вібратора, її спіральної робочої камери, а на мал. 7.79 в - будову механізму автоматизованого вивантаження деталей з її спіральної робочої камери.

Керована вібраційна машина зі спіральною робочою камерою містить основу 1, на якій за допомогою пружних елементів 2, що рівномірно розподілені по колу, встановлено спіральну робочу камеру 3 із розташованим всередині керованим вібратором. Корпус вібратора 5 закріплений у центрі спіральної робочої камери 3 співвісно з нею. В корпусі вібратора 5 на підшипниках 6 встановлено вертикальний вал 7 з рухомими 8 і 9 та нерухомими 10 і 11 дебалансами. Причому нерухомі дебаланси 10 і 11 встановлені таким чином, щоб між площинами, які проходять через їх центри мас і вісь вертикального вала 7 утворювався кут їх взаємного розвороту α величиною в 60–120°. Рухомий 8 та нерухомий 10 дебаланси утворюють верхню пару дебалансів, а рухомий 9 та нерухомий 11 – нижню пару дебалансів. Біля кожного із нерухомих дебалансів 10 та 11 із верхньої сторони вертикального вала 7 виконано діаметрально протилежно дві зустрічно напрямлені канавки $K1$ та $K2$, що мають довжину, що дорівнює половині кроку гвинта. Механізм регулювання положення рухомих дебалансів виконаний у вигляді шарикових шпонок 12, які розміщені в зустрічно напрямлених діаметрально протилежних канавках А та Б та є зв'язаними із рухомими дебалансами верхньої 8 та нижньої 9 пар дебалансів. За допомогою штанги 13, яка розміщена в пустотілій ділянці вертикального вала 7, через пази III рухомий дебаланс 9 зв'язаний із верхнім рухомих дебалансом 8 та механізмом перетворення руху 14. Механізм перетворення руху 14 складається з передачі гвинт-гайка, яка приводиться в обертний рух від крокового двигуна 15, і призначений для перетворення обертного руху вала крокового двигуна 15 у поступальний рух штанги 13.

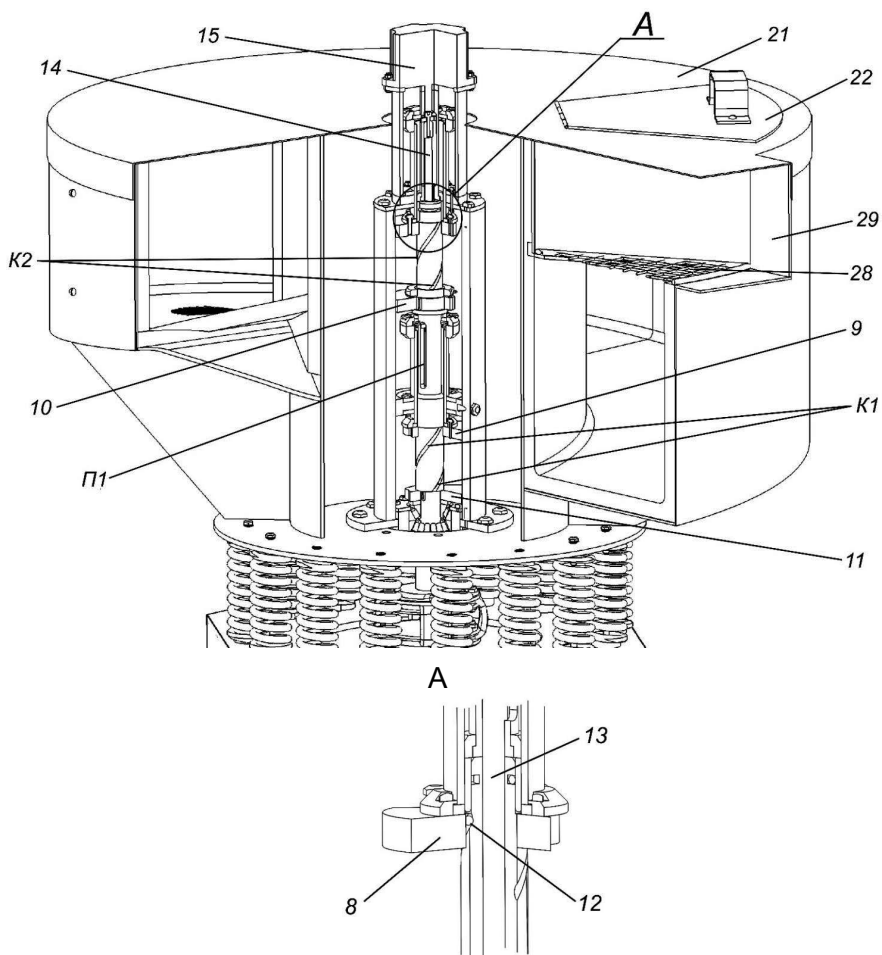
Механізм перетворення руху 14 із однієї сторони кінематично з'єднаний із валом крокового двигуна 15, а з іншого боку безпосередньо кінематично з'єднаний із верхнім рухомих дебалансом 8 та через штангу 13, яка розміщена в пустотілій ділянці вертикального вала 7 із нижнім рухомих дебалансом 9.



Малюнок 7.79 а – Конструктивна схема керованої вібраційної машини зі спіральною робочою камерою

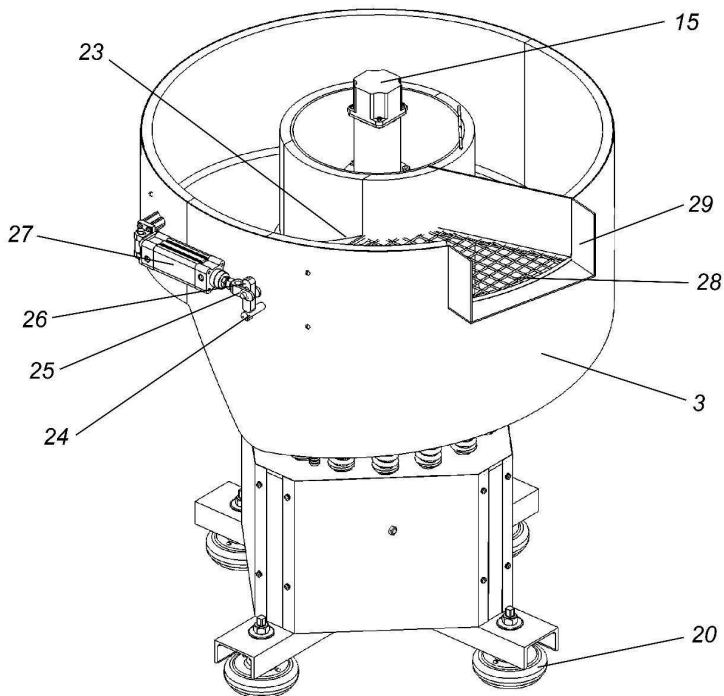
Вертикальний вал 7 через еластичні елементи 16 та півмуфти 17 і 18 з'єднаний з приводним асинхронним електродвигуном 19. Приводний електродвигун 19 кріпиться до основи 1 із можливістю фіксації необхідного його осевого положення у вертикальному напрямі. Основа 1 спирається на чотири віброопори 20. Спіральна робоча камера 3 зверху закрита шумопоглинальною кришкою 21 із дверцятами 22, через які завантажуються оброблювані деталі.

Механізм сепарації (відділення оброблених деталей від робочого середовища) встановлюється у верхній ділянці спіралі робочої камери 3 й містить поворотний місток 23, що кріпиться до поворотної осі 24, яка через важіль 25 і тягу 26 з'єднується з пневмоциліндром 27.



Малюнок 7.79 б – Конструктивна схема керованого інерційного вібратора спіральної робочої камери

Механізм сепарації містить також деку з отворами 28, що закріплена в спіральній робочій камері 3 горизонтально, на рівні поворотної осі 24 таким чином, щоб між декою із отворами 28 та поворотним містком 23 в крайньому положенні, не було пересипання робочого середовища. В кінці деки із отворами 28 знаходиться вивантажувальний лоток 29.



Малюнок 7.79 в – Конструктивна схема механізму автоматизованого вивантаження деталей зі спіральної робочої камери

Керована вібраційна машина зі спіральною робочою камерою працює таким чином. При включенні приводного електродвигуна 19, обертовий рух через еластичні елементи 16 та півмуфти 17 і 18 передається на вертикальний вал 7 з дебалансами 8-11, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, які утворюють обертовий динамічний гвинт, у якому площа дії результуючого моменту відцентрових сил завжди лишається перпендикулярною до рівнодійної відцентрових сил. Під дією обертового динамічного гвинта генеруються складні просторові коливання спіральної робочої камери 3. Частота коливань точок поверхонь спіральної робочої камери 3 при вимушених коливаннях у білярезонансному режимі роботи

вібраційної машини визначається частотою обертання вала приводного електродвигуна 19, яка має бути оптимальною із енергетичної точки зору (тобто, частотою, що дозволяє забезпечувати та постійно підтримувати резонансний або біля резонансний режими роботи вібраційної машини).

Оброблювані деталі разом з робочим середовищем завантажуються в спіральну робочу камеру 3 через дверцята 22 в шумопоглинальній кришці 21. Під дією просторових коливань спіральної робочої камери 3 виникає інтенсивне перемішування й вібротранспортування оброблюваних деталей та робочого середовища вздовж спіральної поверхні робочої камери 3. При цьому гранули робочого середовища та оброблювані деталі набувають достатній для здійснення роботи рівень кінетичної енергії; і в спіральній робочій камері 3 створюється максимальна різниця швидкостей між оброблюваними деталями та гранулами робочого середовища, а завдяки їхньому рівномірному та інтенсивному перемішуванню утворюється вільний доступ часток робочого середовища до всіх оброблюваних поверхонь деталей, що забезпечує рівномірність і високу якість оздоблювально-зачисної обробки деталей частинками робочого середовища. Зміна частоти обертання приводного електродвигуна 19 дозволяє встановлювати та підтримувати енергетично вигідний резонансний режим роботи вібраційної машини при довільній (та змінній) масі завантаження спіральної робочої камери 3 деталями та робочим середовищем.

Для забезпечення заданої якості обробки деталей протягом циклу віброобразивної обробки (який триває заданий із технологічної точки зору оптимальний час) деталі та середовище, що рухаються по спіральній траєкторії вздовж спіральної поверхні робочої камери 3, повинні весь час піддаватись вібраційному впливу, частота та амплітуда якого взаємопов'язані та чітко визначені умовами реалізації заданого технологічного процесу. Керований вібратор для забезпечення енергетично вигідного біля резонансного режиму роботи спіральної робочої камери 3 дозволяє регулювати частоту вібраційного впливу шляхом зміни частоти обертання приводного електродвигуна 19 протягом заданого часу віброобразивної обробки. Проте, щоб виконувалась та

залишалась стабільною в часі задана питома робота, що виконується вібраційним полем спіральної робочої камери 3 по відношенню до оброблюваної поверхні деталей, необхідно проводити корекцію амплітуди вимушуючої сили керованого вібратора. Для оперативної корекції амплітуди коливань спіральної робочої камери 3 шляхом зміни амплітуди циклічної вимушуючої сили керованого вібратора в конструкції керованої вібраційної машини передбачено кроковий двигун 15, що кінематично з'єднаний із механізмом перетворення руху 14, який за допомогою передачі гвинт-гайка перетворює обертовий рух крокового двигуна 15 у поступальний рух верхнього рухомого дебаланса 8 та через штангу 13 що розміщена у пустотілій ділянці вертикального вала 7 в поступальний рух нижнього рухомого дебаланса 9. Завдяки тому, що рухомі дебаланси встановлені на шарикових шпонках 12, які розміщені в зустрічно напрямлених діаметрально протилежних канавках K1 та K2, що мають довжину, яка дорівнює половині кроку гвинта, та в нормальному перерізі мають форму півкруга, осьове переміщення рухомих дебалансів 8 і 9 супроводжується обертанням рухомих дебалансів навколо осі вертикального приводного вала 7. Обертання в кожній із двох пар рухомих дебалансів навколо осі вертикального приводного вала 6 призводить до зміни сумарного статичного моменту кожної пари дебалансів. Розташування нерухомого 11 та рухомого 9 дебалансів у нижній парі дебалансів та нерухомого 10 і рухомого 8 дебалансів у верхній парі дебалансів один навпроти одного (під кутом 180°) зумовить відсутність статичного моменту (мінімальний статичний момент) і, як наслідок, відсутність (мінімальну) амплітуду циклічної вимушуючої сили керованого вібратора при пуску вібраційної машини. Зведення нерухомого 11 та рухомого 9 дебалансів у нижній парі дебалансів та нерухомого 10 і рухомого 8 дебалансів у верхній парі дебалансів до купи (під кутом 0°) зумовить максимальний статичний момент і, відповідно, максимальну амплітуду циклічної вимушуючої сили керованого вібратора.

Завдяки тому, що кроковий двигун 15 здатний чітко втримувати заданий кут повороту в керованому вібраторі є можливість зводити та розводити

дебаланси між собою для оперативного керування амплітудою коливань спіральної робочої камери 3 під час роботи вібраційної машини. Одночасне керування частотою та амплітудою коливань спіральної робочої камери 3 дозволить забезпечити мінімальні енергозатрати на вібропривод (завдяки резонансному режиму роботи) та оптимальні параметри технологічного процесу.

Після завершення циклу віброобробки (заданого часу віброобробки) при оптимальних динамічних параметрах робочого органа (спіральної робочої камери 3) реалізація технологічного процесу припиняється й вмикається пневмоциліндр 27, який за допомогою тяги 26 важеля 25 та поворотної осі 24 опускає поворотний місток 23 в нижнє положення. В результаті цього оброблювані деталі разом з робочим середовищем, що протягом циклу віброобробки рухались по спіральній траєкторії вздовж спіральної поверхні робочої камери 3, починають підніматися по поворотному містку 23 та поступати на деку 28 із отворами та покидати керовану вібраційну машину через вивантажувальний лоток 29. Абразивне робоче середовище через отвори в деці 28 попадають на початок спіральної поверхні робочої камери 3. Після автоматичного вивантаження деталей керована вібраційна машина готова до завантаження нової порції оброблюваних деталей через дверцята 22 в шумопоглинальній кришці 21.

Для нової завантаженої порції деталей (нової номенклатури деталей) керована вібраційна машина здатна шляхом корекції частоти циклічної вимушуючої сили керованого вібратора забезпечити мінімальні енергозатрати на віброабразивну обробку, а завдяки корекції амплітуди циклічної вимушуючої сили керованого вібратора, задані технологічно оптимальні параметри процесу віброабразивної обробки.

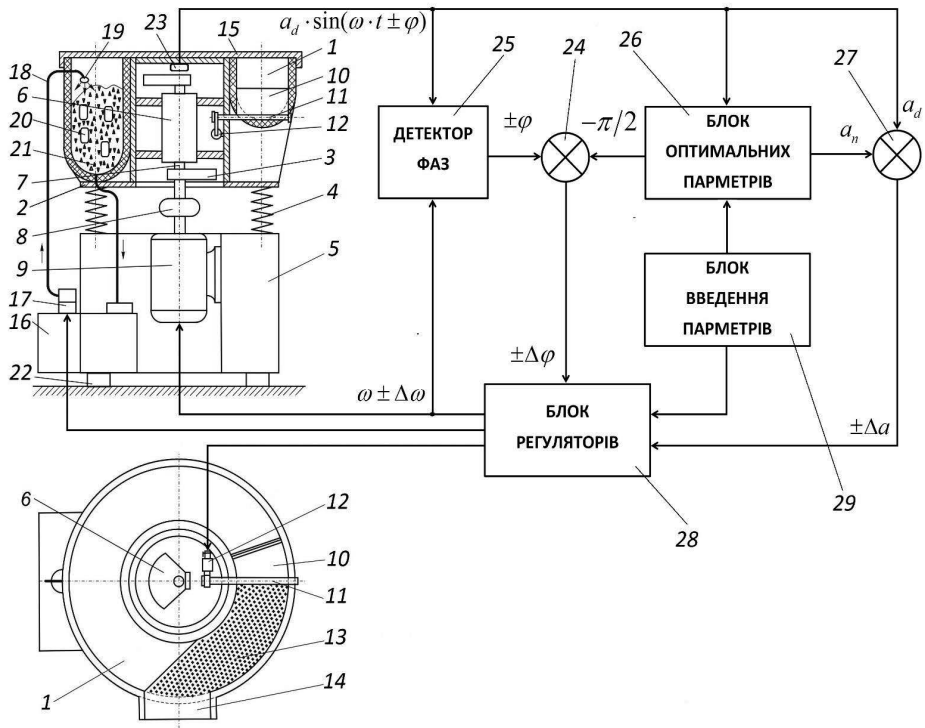
7.4 Автоматична система керування адаптивною вібраційною машиною з тороподібною робочою камерою

Для забезпечення постійного резонансного режиму роботи адаптивної вібраційної машини з тороподібною робочою камерою при змінній масі

завантаження робочої камери деталями та робочим середовищем запропонована автоматична система керування [5, 85], яка дозволяє зменшити енергозатрати на дебалансний вібропривод робочої камери, а шляхом механізації відділення оброблюваних деталей від робочого середовища розширити технологічні можливості адаптивної вібраційної машини.

Принципова схема автоматичної системи керування адаптивною вібраційною машиною з тороподібною робочою камерою зображена на мал. 7.80. Адаптивна вібраційна машина з тороподібною робочою камерою містить основу 5, на якій за допомогою пружних елементів 4, що рівномірно розподілені по колу, встановлено робочу камеру 1, що жорстко закріплена на рамі 2 з розташованим всередині керованим дебалансним вібратором, що складається з підшипникового вузла 6, у підшипниках якого встановлено вертикальний вал 7 з верхньою та нижньою парами дебалансних вантажів 3. Вертикальний вал 7 через еластичну муфту 8 з'єднаний з приводним електродвигуном 9. Механізм сепарації (відділення оброблюваних деталей від робочого середовища) встановлюється у верхньому кінці гвинтової поверхні робочої камери 1 і містить поворотний місток 10, що кріпиться до поворотної осі 11, яка через тяги й важелі з'єднується з пневмоциліндром 12. Механізм сепарації містить також деку з отворами 13, що прикріплена до робочої камери 1 горизонтально, на рівні поворотної осі 11 таким чином, щоб між декою 13 та поворотним містком 10 у крайньому положенні не було просипання робочого середовища 21. У кінці деки 13 знаходиться вивантажувальний лоток 14. Тороподібна робоча камера 1 накривається шупоглинаючим ковпаком 15.

Система подачі, видалення й регенерації робочої рідини містить бак-відстійник 16 з насосом 17 та зливним і нагнітальним патрубками 18 з розпилувачем 19, що встановлюється всередині робочої камери 1. На рамі 2 закріплено давач вібрації 23, що електрично з'єднаний із блоком оптимальних параметрів 26, компаратором 27 та детектором фаз 25. Блок оптимальних параметрів 26 своїми виходами з'єднаний компаратором 27 та компаратором 24.



Малюнок 7.80 – Принципова схема системи керування адаптивною вібраційною машиною з тороподібною робочою камерою

Приводний електродвигун 9 електрично з'єднаний із входом детектора зсуву фаз 25, а вихід детектора зсуву фаз з'єднаний із компаратором 24. Інформація із двох компараторів 24 та 27 поступає в блок регуляторів 28. Інформація про технологічні параметри віброобробки надходить із блоку введення 29 у блок оптимальних параметрів 26 та блок регуляторів 28. Блок регуляторів 28 електрично з'єднаний та керує системою вібропривода (приводним двигуном 9 та керованим дебалансним вібратором), механізмом сепарації (відділення деталей 20 від робочого середовища 21) через пневмоциліндр 12 та системою подачі, видалення й регенерації рідини через насос 17. Тороподібна робоча камера 1 адаптивної вібраційної машини

заповнюється оброблюваними деталями 20 та робочим середовищем 21. Основа 5 встановлюється горизонтально на чотирьох віброопорах 22.

Адаптивна вібраційна машина з тороподібною робочою камерою працює таким чином. Перед обробкою робоча камера 1 завантажується оброблюваними деталями 20 та робочим середовищем 21 у співвідношенні, яке визначається вимогами технологічного процесу. При включенні приводного електродвигуна 9, обертовий рух через еластичну муфту 8 передається до вертикального вала 7 із верхньою та нижньою парами керованих дебалансних вантажів 3, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, які діють на вертикальний вал 7. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання тороподібною робочою камерою 1. Такі коливання точок поверхонь робочої камери 1 призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваних деталей 20 та робочого середовища 21 вздовж спіральної доріжки робочої камери 1. При цьому гранули робочого середовища 21 та оброблювані деталі 20 набувають достатній для здійснення роботи рівень кінетичної енергії й створюється максимальна різниця швидкостей між оброблюваними деталями 20 і гранулами робочого середовища 21, а при їхньому рівномірному та інтенсивному перемішуванні утворюється вільний доступ часток робочого середовища до всіх оброблюваних поверхонь деталей, що забезпечує рівномірність і високу якість оздоблювально-зачисної обробки деталей 20 частинками робочого середовища 21. Зміна маси (кількості) технологічної рідини та зміна кількості деталей, що надходять на обробку, а також зміна кількості деталей, що безпосередньо знаходяться в тороподібній робочій камері 1, у циклі віброобробки призводять до зміни сумарної маси робочої камери і її завантаження. Така зміна сумарної маси в часі викликає зміну власної резонансної частоти коливань тороподібною робочою камерою ω_0 , що, у свою чергу, при сталій частоті циклічної вимушуючої сили, яку генерує керований дебалансний вібратор, викликати змінює амплітуди коливань робочої камери 1. Інформація про амплітуду, фазу й частоту коливань робочої камери 1 із давача вібрації 23 надходить у детектор фаз 25. У детектор фаз 25

також надходить інформація про частоту та фазу циклічної вимушуючої сили, яку генерує керований дебалансний вібратор. Відповідно до [37] при резонансі фаза амплітуди коливань робочої камери 1 буде відставати від амплітуди циклічної вимушуючої сили, яку генерує керований дебалансний вібратор, на $-\pi/2$. Тому в детекторі фаз 25 проводиться визначення величини відставання (випередження) фази коливань камери 1 від вимушуючої циклічної сили $\pm\varphi$, яку генерує керований дебалансний вібратор.

Інформацію про реальну різницю фаз між коливанням камери 1 та вимушуючої сили вібратора у формі кута $\pm\varphi$ надходить на компаратор 24, де постійно порівнюється із заданим енергетично оптимальним $-\pi/2$. Інформація про оптимальне значення $-\pi/2$ (резонанс) у компаратор 24 надходить із блоку оптимальних параметрів, куди вона була введена оператором через блок введення параметрів 29. У результаті порівняння існуючої фази $\pm\varphi$ із заданою оптимальною із енергетичної точки зору $-\pi/2$ отримується інформація $\pm\varphi$ про те, на скільки і в яку сторону коливна система в результаті зміни сумарної маси робочої камери 1 відійшла від резонансного режиму роботи. На основі даної інформації блок регуляторів 28 проводить корекцію ω частоти циклічної вимушуючої сили керованого дебалансного вібратора на величину $\pm\Delta\omega$ з метою забезпечення та постійного підтримування рівності її із власною резонансною частотою (тобто $\omega = \omega_0$), що забезпечуватиметься при $\pm\varphi = 0$. Даний контур здатний забезпечити та підтримувати резонансний режим роботи (коливань) тороподібної робочої камери 1 при зміні маси завантажених деталей 20, робочої рідини та робочого середовища. Кількість рідини, що подається в камеру 1, залежно від технологічно зумовлених параметрів процесу віброобробки, керується блоком регуляторів 28 через блок введення параметрів 29. Отже, даний контур керування (корекції) частоти здатний забезпечити мінімальні енергозатрати на привод керованого дебалансного вібратора при заданих комбінаціях мас деталей 20, робочого середовища 21 та технологічної рідини.

Для усунення можливості виникнення бракованих виробів (для покращення та розширення технологічних можливостей адаптивної тороподібної машини), пов'язаних із плаванням амплітуди коливань тороподібної камери 1, введено в другий контур керування (стабілізації). Суть стабілізації базується на забезпеченні сталості питомої роботи вібраційного поля тороподібної камери 1, відповідно до способу [51]. Тобто, якщо із технологічної точки зору партію деталей необхідно обробляти протягом заданого часу t_z , при заданих параметрах коливань камери 1 ω_z та a_z , тобто при певній заданій питомій роботі вібраційного поля, що дорівнює $A = a_z^2 \times \omega_z^2$.

Виходячи із даного співвідношення в блоці оптимальних параметрів 26 на основі дійсної частоти коливань ω_0 тороподібної камери 1 та із міркувань сталості питомої роботи вібраційного поля камери 1, проводиться визначення необхідного значення амплітуди a_n її коливань на новій частоті ω_0 , тобто $a_0^2 \times \omega_n^2 = a_z^2 \times \omega_z^2$. Інформація про необхідне значення амплітуди коливань тороподібної камери 1 на резонансній частоті коливань ω_0 передається в компаратор 27, де порівнюється із дійсною амплітудою її коливань і в результаті на виході компаратора отримується величина $\pm \Delta a$, яка показує, на скільки і в яку сторону відхиляється амплітуда коливань робочої камери 1 від необхідної амплітуди для забезпечення сталості питомої роботи вібраційного поля робочої камери 1. Дана інформація надходить у блок регуляторів 28, де на основі $\pm \Delta a$ формується зміна амплітуди циклічної вимушуючої сили керованого дебалансного вібратора на величину $\pm \Delta F$ шляхом зміни кута між дебалансами у верхній та нижній парі дебалансів 3 на величину $\pm \Delta \beta$. Стабілізація питомої роботи вібраційного поля на заданому технологічно оптимальному рівні дозволяє забезпечити задані показники якості віброобробки при заданому часі віброобробки деталей 20 у тороподібній камері 1.

Після закінчення часу віброобробки t_z (введеного оператором через блок введення параметрів 29) блок регуляторів 28 формує команду на включення пневмоциліндра 12, який через тягу, важіль та поворотну вісь 11 повертає

поворотний місток 10 у нижнє положення й все завантаження робочої камери 1 (оброблювані деталі 20 та робоче середовище 21) спрямовуються на деку з отворами 13. При проходженні завантаження робочої камери 1 через деку з отворами 13 гранули робочого середовища 21, що мають розміри менші за діаметри отворів деки 13, провалюються через ці отвори в робочу камеру 1, а оброблені деталі 20, що мають розміри більші за діаметри отворів деки 13, транспортуються по деці 13 і через вивантажувальний лоток 14 спрямовуються у приймальні ємності, що знаходяться під ним. Після чого в робочу камеру 1 можна завантажити нову партію оброблюваних деталей.

Автоматизація процесу: забезпечення резонансного режиму роботи (отримання мінімально можливих затрат електроенергії на привод керованого дебалансного вібратора), вивантаження оброблюваних деталей, забезпечення заданої (оптимальної) технологічно зумовленої кількості різних хімічних добавок по відношенню до маси завантаження робочої камери деталями, стабілізація (інтенсивності віброобробки, продуктивності, ...) питомої роботи вібраційного поля тороподібної робочої камери при зміні в часі сумарної маси її завантаження дозволяє зменшити енергозатрати на вібропривод та інтегрувати такі технологічні процеси як зняття нагару, видалення задирок (заокруглення гострих кромок), декоративне шліфування, полірування та оздоблювально-зміцнюючу обробку деталей у гнучкі технологічні лінії багатьох галузей промисловості.

7.5 Автоматична система керування адаптивним вібраційним сепаратором

Сепарування сипучих матеріалів найчастіше здійснюється при застосуванні вібраційної дії. Універсальність вібрації полягає в тому, що вона є найефективнішим загальним засобом управління динамічним станом систем при здійсненні різних технологічних операцій у різних дисперсних системах. У вібраційних сепараторах визначальними є такі головні технологічні характеристики, як: продуктивність, число фракцій, коефіцієнти, що

характеризують кількість компонентів, які попали у відповідну їм фракцію, віднесені до їх кількості у вихідній суміші, або кількості цієї фракції (коефіцієнт чистоти фракції). Окрім того, в більшості машин вібраційну дію на сипучий матеріал використовують для транспортування вихідної суміші в робочий простір, рівномірного розподілу суміші між робочими органами, а також транспортування проміжних і кінцевих продуктів, для зосередження частин неоднорідної суміші в певних місцях робочого простору та для роздільного виведення фракцій із робочого простору.

За способом здійснення сепарування сипучої продукції можна виділити вібраційне сепарування без підкидання на перфорованих чи фрикційних поверхнях та ударне, з неперервним підкиданням на перфорованих поверхнях. Безперервний контакт із перфорованою поверхнею і відсутність інтервалів відносного спокою для першого режиму збільшує ймовірність просіювання частинок з нижнього шару і зменшує динамічні навантаження на робочі органи. Але при цьому має місце надлишковий тиск верхніх шарів продукції, що збільшує сили тертя між частинами нижніх шарів. Такий режим обробки доцільний для розділення суміші по ширині й товщині частинок за допомогою пробивних листових сит з круглими й прямокутними отворами, а також плетених металевих сит.

Для чіткого розділу сипучих мас за товщиною (шириною) частинок на велику кількість фракцій використовують робочий режим з рівноцінними круговими вібраціями лотка в горизонтальній площині.

При необхідності розділу суміші, що має частинки різноманітної форми та зв'язаних сипучих сумішей доцільно використовувати рівномірно кругові коливання лотка в режимі з безперервним підкиданням. При цьому віброударна дія сприяє не лише розпушенню й само-сортуванню неоднорідної системи, але й потребує використання міцних і жорстких сит, які частіше виконуються у вигляді колосників. На вибір вібраційного режиму обробки також впливає форма частинок продукції. Для просіювання частинок, форма яких близька до сферичної, оптимальними вважаються кругові поступальні коливання в

горизонтальній площині. Коли форма частинок продовгувата, то ефективними є прямолінійні коливання.

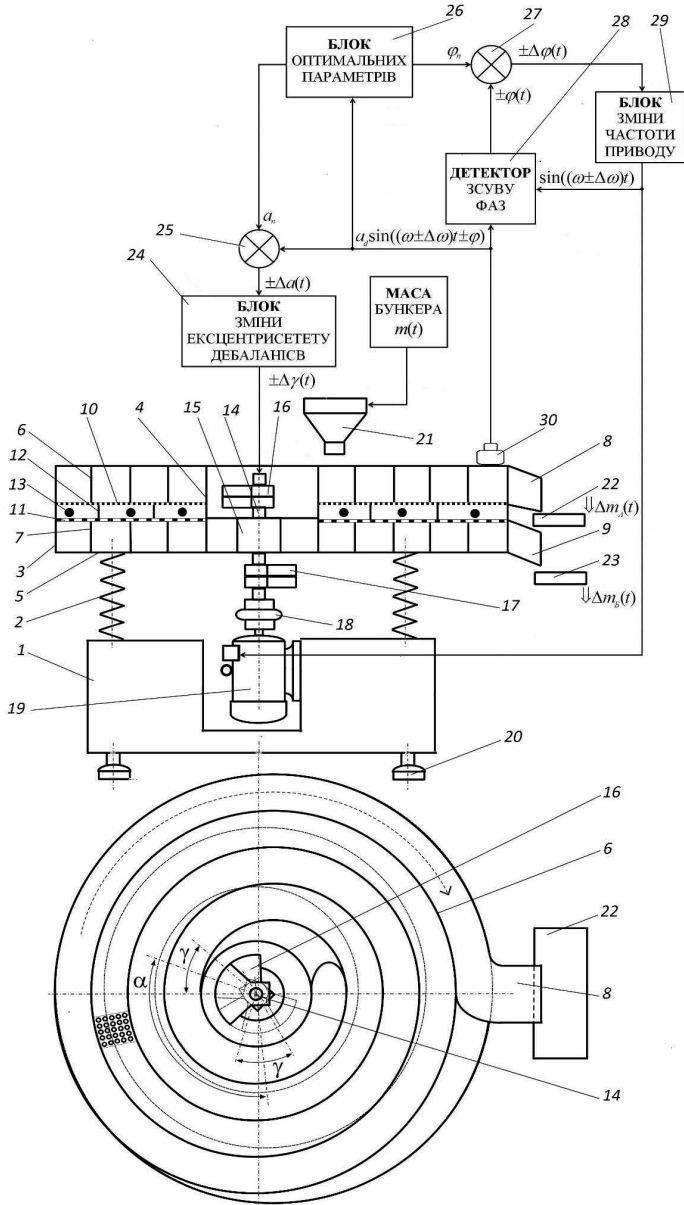
Тому доцільно розробити автоматичну систему керування адаптивного вібраційного сепаратора, яка здатна забезпечувати постійний резонансний режим роботи незалежно від маси завантаження сепаратора $m(t)$, від кількості відділеної маси (відсортованої) сипучої суміші кожної із фракцій від А по Г ($\downarrow m_A(t) \dots \downarrow m_G(t)$), та при мінімальних енергозатратах (тобто, в резонансному режимі роботи) здатну керувати продуктивністю роботи, зокрема, автоматично забезпечувати на вибір два режими роботи: режим максимальної продуктивності при довільній (змінній) масі завантаження сепаратора сипучою сировиною та режим заданої продуктивності (зумовлений іншими зв'язаними технологічними процесами) при довільній (змінній) масі завантаження сепаратора сипучою сировиною.

Принципова схема запропонованої автоматичної системи керування адаптивним вібраційним сепаратором [8, 82] зображена на мал. 7.81. При включенні приводного електродвигуна 19, обертовий рух через еластичну муфту 18 передається до вертикального вала 14 із парами дебалансів 16 і 17, що призводить до виникнення системи двох взаємно нерухомих обертових відцентрових сил, які діють на вертикальний вал 14. Під дією цих сил генеруються складні просторові коливання корпусу вібраційного сепаратора зі спіралеподібними лотками.

Такі коливання точок поверхонь спіралеподібних лотків, призводять до інтенсивного перемішування й вібротранспортування оброблюваного матеріалу вздовж їх спіральних доріжок. Оскільки, напрям вібротранспортування шару сипучого матеріалу не залежить від напрямку обертання вертикального вала 14 і завжди здійснюється в напрямку підрахунку кута розвороту дебалансних вантажів α від нижньої пари дебалансів 17 до верхньої 16, за умови, що цей кут не більший $\alpha < 180^\circ$, то напрям вібротранспортування оброблюваного матеріалу збігатиметься із напрямком завивки спіралі лотка.

Оброблюваний матеріал із живильника 21 подається на початок спіралі верхнього лотка й переміщається вздовж нього до вивантажувального лотка 8. Звідси оброблюваний матеріал просипається у верхній приймальний бункер 22. При цьому гранули оброблюваного матеріалу, що мають розміри менші за діаметр отворів калібрувального сита 10, просипаються на нижній спіральний лоток із суцільним дном і вібротранспортуються до нижнього вивантажувального лотка 9 та просипаються в нижній приймальний бункер 23. Водночас, під дією коливань корпусу сепаратора виникає вібротранспортування гумових кульок 13 вздовж кільцевих лотків, які також здійснюють описані вище коливання. Дане вібротранспортування гумових кульок 13 здійснюється із постійним їх підкиданням і вдаренням об калібрувальне сито 10, що супроводжується очищенням останнього від гранул оброблюваного матеріалу, які застрягли в його отворах.

Отже, під час обертання приводного електродвигуна 14 корпус 1 здійснює складні просторові коливання із певною частотою та амплітудою. Дані два параметри постійно фіксуються давачем вібрації 30, що закріплений на корпусі адаптивного вібраційного сепаратора. Амплітуда та частота вібротранспортування під час роботи (при усталених коливаннях, після зрівноваження коливної системи) буде визначатися величиною вимушуючої сили вібропривода (тобто, величиною ексцентриситету дебалансів 16 та 17, що, у свою чергу, однозначно визначається величиною кута γ) та коефіцієнтом відлаштування $z = \omega_{np}/\omega_0$ коливної системи вібротранспортування (коефіцієнтом резонансного налаштування [37]). Під дією цих коливань, оброблюваний сипучий матеріал почергово, проходячи через перфоровані лотки, покидає вібротранспортувальну машину $\Downarrow m_i(t) \dots \Downarrow m_j(t)$ через вивантажувальні лотки 8 та 9 для кожної із двох фракцій (А та Б), зумовлюючи зміну маси $m(t)$ живильника сепаратора 21 та корпусу в цілому. В результаті виконання адаптивним вібраційним сепаратором роботи, проходить постійна зміна приведеної маси, при чому дана зміна приведеної маси за одиницю часу не є стабільною, що зумовлено різним процентним вмістом кожної із двох фракцій (А



Малюнок 7.81 – Принципова схема системи керування адаптивним вібраційним сепаратором

та Б) в різних об'ємах завантаженого сипучого оброблюваного матеріалу в живильник сепаратора 15. Постійна зміна приведеної маси в часі зумовлює постійну зміну в часі власної резонансної частоти ω_0 вібраційного сепаратора. Тому в процесі роботи сепаратора на стартовій (початковій) частоті ω_{np} при сепаруванні (розділенні, відсортуванні) відбудеться зміна приведеної маси коливної системи, що зумовить зміну власної резонансної частоти ω_0 , а це зумовить зміну дійсної амплітуди коливань Δa_d корпусу та зміну кута $\Delta\varphi$ між амплітудою коливань корпусу й амплітудою циклічної вимушуючої сили вібропривода (дебалансів 16 та 17). Для визначення величини кута φ та величини й напрямку його зміни $\pm\Delta\varphi$ в структурі адаптивного вібраційного сепаратора існує детектор зсуву фаз 28, який в реальному часі отримує інформацію про дійсну амплітуду циклічної вимушуючої сили вібропривода у формі $\sin((\omega_{r_{\text{дєб.}}} \pm \Delta\omega) \cdot t)$ та інформацію про початкову a_d або зміну дійсної амплітуди коливань $\pm\Delta a_d$ корпусу в процесі сепарування в формі $a_d \cdot \sin((\omega_{r_{\text{дєб.}}} \pm \Delta\omega) \cdot t \pm \varphi)$. В результаті детектування в блоці 28 отримуємо змінне значення зсуву $\pm\varphi$ між амплітудою коливань вібраційної технологічної машини та амплітудою циклічної вимушуючої сили вібропривода адаптивного вібраційного сепаратора. Враховуючи той факт [37], що при резонансному режимі роботи амплітуда коливань вібраційної технологічної машини відстає по фазі на кут $-\pi/2$ від амплітуди циклічної вимушуючої сили вібропривода, то різницю між даними параметрами у $-\pi/2$ занесено в блок 26 оптимальних параметрів, як кут (зсуву), який необхідно забезпечити $\varphi_n = -\pi/2$ для встановлення та підтримання постійного резонансного режиму роботи адаптивного вібраційного сепаратора. Тому, порівнюючи в компараторі 27 дійсне миттєве значення фази $\pm\Delta\varphi$ між амплітудою коливань вібраційної технологічної машини та амплітудою циклічної вимушуючої сили вібропривода із необхідною φ_n (оптимальною із енергетичної точки зору), можна по величині різниці $\pm\Delta\varphi$ визначити, на скільки коливна система відійшла від резонансу, а по знаку - в яку сторону вона відійшла від резонансу.

Зменшення приведеної маси за рахунок відсепарованого, відділеного або відсортованого матеріалу буде зумовлювати відходження від початкового режиму роботи (відносно сталого ω_{np}) водну сторону, а довантаження живильника сепаратора 21 додатковим необробленим матеріалом буде зумовлювати відхід від резонансного режиму роботи в протилежну сторону. Тому інформація про миттєве $\pm\Delta\varphi$ відходження від резонансу (про напрям та величину) поступає в блок зміни частоти привода 29. У даному блоці (29) по параметру $\pm\Delta\varphi$ формується $\pm\Delta\omega$ корекція частоти привода ω_{np} , направлена на зведення параметру $\pm\Delta\varphi$ до нуля, що дозволить тим самим забезпечити постійний резонансний режим роботи адаптивного вібраційного сепаратора. Контур адаптації по частоті вимушуючої циклічної сили вібропривода (блоки 19, 16 та 17) реалізований на блоках 27, 28, 29 разом із зворотнім зв'язком 30 є замкненою самостабілізаційною системою, яка реалізує метод керування, розкритий у роботі [4], що забезпечує мінімально можливі енергозатрати на дебалансний вібропривод (блоки 19, 16 та 17) при довільному завантаженні сировиною адаптивного вібраційного сепаратора.

З метою розширення технологічних можливостей адаптивного вібраційного сепаратора в його структуру введено компаратор 25 та блок зміни ексцентриситету дебалансів 24. Застосування другого контуру адаптації для керування параметрами вібраційного поля адаптивного вібраційного сепаратора, реалізованого на блоках 24, 25, 26 разом із зворотнім зв'язком 30, дозволяє при мінімальних енергозатратах (у резонансному режимі роботи) керувати продуктивністю роботи сепаратора, зокрема автоматично забезпечувати на вибір два режими роботи: режим максимальної продуктивності при довільній (змінній) масі завантаження сепаратора сипучою сировиною та режим заданої продуктивності (зумовлений іншими зв'язаними технологічними процесами) при довільній (змінній) масі завантаження сепаратора сипучою сировиною. Розрахунок необхідної амплітуди коливань a_n на даній резонансній частоті ω_0 ($\omega_{np}=\omega_0$) доцільно проводити із такого співвідношення: $a_n = [\omega_z^2 \times a_z^2] / \omega_0^2$, де ω_z та a_z наперед задані із технологічної точки зору оптимальні параметри

вібраційного поля для корпусу з ситами 10, 11 та спіралеподібними лотками 6 і 7.

При роботі адаптивного вібраційного сепаратора в резонансному режимі на різних частотах ω_0 для того, щоб забезпечити задану продуктивність його роботи стабільною, необхідно проводити корекцію амплітуди циклічної вимушуючої сили вібропривода таким чином, щоб не змінювалось значення питомої роботи $A_p = \omega_z^2 \times a_z^2$ вібраційного поля корпусу із ситами 10, 11 та спіралеподібними лотками 6 і 7. Тому в процесі роботи вібромашини постійно розраховується значення необхідної амплітуди a_n на конкретній дійсній частоті роботи $\omega_{np} = \omega_0$ вібромашини. Дане значення необхідної амплітуди a_n подається на компаратор 25, де постійно порівнюється із дійсним значенням амплітуди коливань a_d корпусу із ситами 10, 11 та спіралеподібними лотками 6 і 7.

В результаті порівняння дійсного та необхідного значення амплітуд коливань вібромашини компаратором 25 синтезується поправка $\pm \Delta a(t)$. За величиною й знаком даної поправки на амплітуду коливань вібромашини блоком зміни ексцентриситету дебалансів 24 проводиться корекція $\pm \Delta \gamma(t)$ кута γ між дебалансами вібропривода. Завдяки зміні ексцентриситету дебалансів (16 та 17) змінюється величина амплітуди циклічної вимушуючої сили вібропривода адаптивного вібраційного сепаратора в резонансному режимі на різних частотах ω_0 та забезпечується стабільність на заданому рівні питомої роботи $A_p = \omega_z^2 \times a_z^2$ вібраційного поля корпусу з ситами 10, 11 та спіралеподібними лотками 6 і 7.

У випадку необхідності реалізації режиму максимальної продуктивності при довільній (змінній) масі завантаження сепаратора сипучим матеріалом кута γ між дебалансами вібропривода автоматично буде встановлено на мінімально можливе значення. Мінімально можливе значення кута γ визначатиметься критичною максимальною амплітудою, що не призводить до руйнування конструкції адаптивного вібраційного сепаратора в резонансному режимі роботи. Перевірку на відповідності амплітуді гранично допустимій проводить блок оптимальних параметрів 26.

Таке виконання автоматичної системи керування адаптивного вібраційного сепаратора дозволяє завдяки наявності давача вібрації відслідковувати в реальному часі амплітуду, частоту та фазу коливань його корпусу й завдяки постійній корекції частоти циклічної вимушеної сили дебалансного привода збудника коливань, забезпечувати постійний резонансний режим роботи незалежно від зміни маси завантаження сепаратора та від кількості відділеної (відсепарованої) маси сипучої суміші кожної із фракцій. Отримання постійного резонансного режиму роботи в адаптивному вібраційному сепараторі дозволяє забезпечити мінімально можливі енергозатрати на виконання поставленого технологічного завдання по розділенню, очищенню сировини від домішок, фракціонуванню, сортуванню. Запропонована система керування дозволяє також при мінімальних енергозатратах (у резонансному режимі роботи) керувати продуктивністю роботи сепаратора, зокрема, автоматично забезпечувати на вибір два режими роботи: режим максимальної продуктивності при змінній масі завантаження сепаратора сипучою сировиною та режим заданої продуктивності (зумовлений іншими зв'язаними технологічними процесами) при змінній масі завантаження сепаратора сипучою сировиною.

Запропонована автоматична система керування адаптивного вібраційного сепаратора дозволяє інтегрувати технологічний процес вібраційного розділення (сепарування) сипучих сумішей у гнучкі автоматизовані лінії багатьох галузей виробництва.

7.6 Автоматична система керування електромеханічним дебалансним віброприводом вібраційних машин на основі штучної нейронної мережі

Керування динамічними об'єктами за допомогою нейромереж є відносно новим та доволі перспективним напрямком, який знаходиться на стику таких дисциплін, як автоматичне керування, нейрофізіологія, штучний інтелект, робототехніка. Нейронним мережам притаманні унікальні властивості, які перетворюють їх у потужний інструмент, що дозволяє створити системи керування, які здатні навчатися на узагальненнях даних та прикладах,

адаптуватися до змін властивостей керованого об'єкта та навколишнього середовища, дозволяють синтезувати нелінійні регулятори, що з огляду на наперед закладений в архітектуру нейромереж паралелізм, мають високу стійкість до пошкоджень їхніх складових елементів.

Нейронні мережі мають багато особливих властивостей, які роблять їх потужним інструментом для створення керуючих систем для динамічних об'єктів: здатність до навчання на прикладах, здатність до гладкої інтерполяції й екстраполяції даних на раніше невидимих нейромережею прикладах, можливість синтезу нелінійних контролерів, здатність адаптації до постійно змінюваних властивостей об'єкта управління та зовнішнього середовища в режимі реального часу, велика порівняно з класичною фон-Нейманівською архітектурою стійкість до пошкоджень своїх елементів у силу, спочатку закладеного в нейромережеву архітектуру паралелізму.

Ці унікальні властивості нейронної мережі дозволяють вирішувати в рамках нейрокерування завдання будь-якого рівня складності. При цьому структура нейрорегулятора й час його навчання багато в чому визначається структурою об'єкта управління. Доцільно використовувати різні методи нейрокерування, оскільки вони вирішують проблеми ідентифікації об'єкта, синтезу систем управління, їх аналізу та апаратної реалізації.

Особливо актуальним постає питання застосування нейромереж для керування такими динамічними об'єктами, як вібраційна техніка зокрема вібраційними технологічними машинами, що застосовуються в таких галузях, як промислове та сільськогосподарське машинобудування для автоматичного керування електроприводами цих машин і механізмів, для поліпшення їх динамічних показників регулювання, а також техніко-економічних показників у цілому.

В результаті аналізу різних методів для управління динамічними об'єктами можна зробити висновок, що найбільш відповідним і досконалим для даного типу машин є нейрокерування методом прогнозуючого модельного нейрокерування.

Основна ідея методу прогнозуючого модельного нейрокерування - це мінімізація функціоналу вартості інтегральної помилки, яка прогнозується на кілька тактів наперед, що покращує якість управління, оскільки властивість запізнювання майже не проявляється, як в системах управління зі зворотним зв'язком, і немає перерегулювання, оскільки нейроконтролеру не потрібно мінімізувати помилку й вхідний сигнал не матиме дуже великої різниці в значеннях. У цьому методі використовується прямий нейроемулятор, навчений за методом зворотного поширення, але не використовується нейроконтролер, замість якого використовують оптимізаційний модуль, який працює в режимі реального часу й використовується симплекс-метод або квазі-Ньютонівський алгоритм. Оптимізаційний модуль постійно отримує цільову траєкторію руху об'єкта на кілька тактів наперед або ж дублює поточне значення. Після розрахунків на внутрішньому циклі системи оптимізаційний модуль може подати на вхід нейроемулятора серію різних впливів, варіанти подальшої поведінки, розраховується функція вартості й визначається найкраща стратегія. В результаті динамічному об'єкту подається керуючий сигнал, з розрахунком мінімальної вартості функції й стратегія перераховується заново в наступному такті.

Однак, якщо система змінює свій стан дуже часто, тобто, має велику частоту дискретизації, оскільки для розрахунків стратегії необхідно час, то система не зможе знаходити найкращу стратегію подальшого руху за один такт. Тому застосування нейромереж для керування такими динамічними об'єктами як вібраційна техніка, зокрема, вібраційні технологічні машини потребують подальшого доопрацювання.

У зв'язку з цим обґрунтування та розробка методу керування роботою АВТМ з використанням прогнозуючого модельного нейрокерування на базі нейромереж для розширення функціональних можливостей даних вібраційних машин, який дозволяє значно економити енергозатрати на вібропривод їхніх коливань представляє актуальне завдання.

Як показали попередні дослідження, вказаної мети можна досягнути, якщо

застосувати штучну нейронну мережу, яка підтримуватиме резонансний режим роботи АВТМ і при цьому відслідковуватиме зсув фаз між амплітудою коливань робочого органа АВТМ та амплітудою вимушуючої циклічної сили вібропривода й у разі зміни завантаження робочого органа вібромашини або при необхідності зміни режиму її роботи дана система керування коректуватиме частоту вимушуючої циклічної сили вібропривода, наближатиме її до частоти, що є близькою до частоти власних коливань пружної системи робочого органа АВТМ, таким чином, щоб коливання вимушуючої циклічної сили вібропривода випереджали по фазі коливання робочого органа АВТМ на кут $\varphi = \pi/2$. При цьому системою керування на кожному такті для корегування частоти вимушуючої циклічної сили вібропривода на основі принципу прогнозуючого модельного нейроуправління враховуватиметься величина реального кута зсуву фаз φ між коливаннями робочого органа АВТМ та коливаннями вимушуючої циклічної сили вібропривода й проводитиметься розрахунок, прогнозування та вибір найкращої стратегії для зміни частоти вимушуючої циклічної сили вібропривода.

Такий спосіб керування роботою АВТМ з метою забезпечення постійного резонансного режиму її роботи дозволяє за допомогою штучної нейронної мережі в разі зміни параметрів технологічного процесу або зміни маси завантаження робочого органа АВТМ завдяки застосуванню технології прогнозуючого модельного нейроуправління оптимально вибирати стратегію корекції частоти вимушуючої циклічної сили вібропривода.

На мал. 7.82 зображено функціональну схему системи керування роботою вібраційною технологічною машиною, що має електромеханічний дебалансний вібропривод коливань робочого органа за допомогою штучної нейронної мережі [88].

Вібраційна технологічна машина електромеханічним дебалансним віброприводом 1 (із власною резонансною частотою коливань $\nu_0 = 25$ Гц) через зворотній зв'язок по частоті ν_d коливань робочого органа з'єднана із одним із двох входів детектора зсуву фаз 2. На інший вхід детектора зсуву фаз 2 надходить сигнал, що прямопропорційний частоті ν_p вимушуючої циклічної сили

вібропривода. Вихід детектора зсуву фаз 2 з'єднаний із одним із двох входів оптимізаційного алгоритму 3.

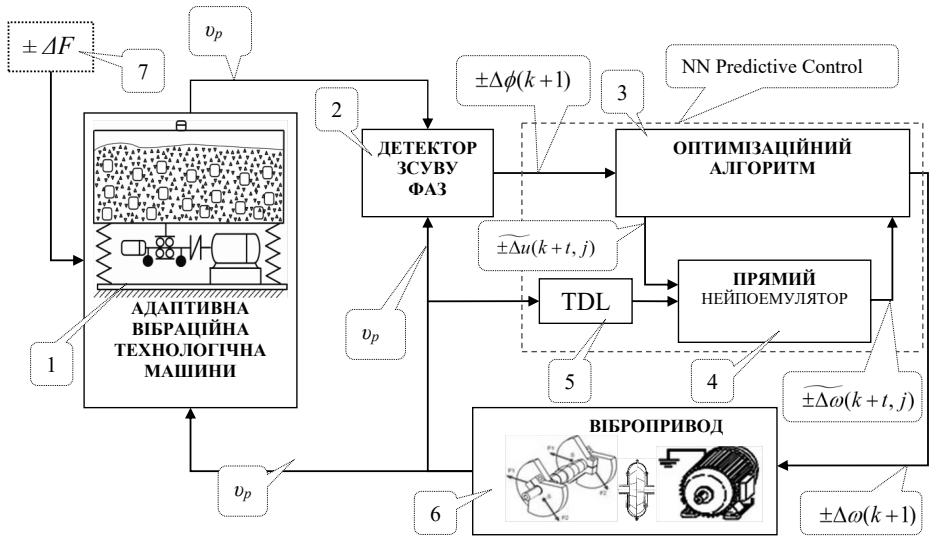


Рисунок 7.82 - Функціональна схема системи керування роботою вібраційною технологічною машиною що має електромеханічний дебалансний вібропривод коливань робочого органа за допомогою штучної нейронної мережі

Оптимізаційний алгоритм 3 одним із двох своїх виходів та другим своїм входом з'єднаний із одним із двох входів прямого нейроемулатора 4 (який є навчений по методу зворотного розповсюдження помилки). Другий вхід прямого нейроемулатора 4 з'єднано через блок лінії затримки 5 TDL (Tapped Delay Line) із сигналом, що прямопропорційний частоті v_p вимушуючої циклічної сили вібропривода. Оптимізаційний алгоритм 3 другим своїм виходом безпосередньо з'єднаний із віброприводом 6, а вібропривод 6 із адаптивною вібраційною технологічною машиною 1 на яку діє 7 збурюючий фактор $\pm \Delta F$ зміни маси завантаження робочого органа АВТМ 1.

Запропонований спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин за допомогою штучної нейронної мережі так само, як і

спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин [50], базується на аналізі розв'язку основного диференційного рівняння руху механічних коливних систем, згідно [37] розв'язком диференційного рівняння є вираз:

$$A(t) = A \cdot \sin(v \cdot t - \varphi), \quad (7.72)$$

де A - переміщення робочого органа АВТМ;

φ - зсув фаз між переміщенням робочого органа АВТМ та циклічною вимушуючою силою вібропривода, який може бути розрахований [58] за формулою:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\delta \cdot v}{-M \cdot v^2 + c}\right) = \arctan\left(\frac{2 \cdot v \cdot \alpha}{v_0^2 - v^2}\right) = \arctan\left(\frac{\gamma \cdot \frac{v}{v_0}}{1 - \frac{v}{v_0}}\right),$$

де M - приведена маса коливних частин АВТМ;

$\delta = -f/A$ (f – коефіцієнт тертя, опору повітря, ...);

c - жорсткість пружної системи АВТМ;

$\lambda = v/v_0$ - коефіцієнт відлагодження, фізичний зміст якого, це відношення частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода v до власної v_0 (резонансної) частоти АВТМ;

γ – коефіцієнт дисипативних втрат;

F - амплітуда вимушуючої циклічної сили вібропривода;

κ - коефіцієнт підсилення, який може бути розрахований [58] за формулою:

$$\kappa = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{v^2}{v_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{v^2}{v_0^2}}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + \gamma^2 \cdot \lambda^2}}.$$

Загальне рівняння руху, що пов'язує рух робочого органа АВТМ із циклічною вимушуючою силою вібропривода на робочому амплітудно-частотному діапазоні має вигляд:

$$A(t) = \frac{F}{c} \cdot \kappa \cdot \sin(v \cdot t - \varphi), \quad (7.73)$$

У зоні резонансу ($0,9 \leq \lambda \leq 1,1$), як показано в роботі [58], існує дуже різка зміна фазового кута й при резонансі спостерігається відставання вимушених коливань робочого органа АВТМ від циклічної вимушуючої сили вібропривода на чверть періоду ($\pi/2$) та обґрунтовано доцільність керування параметрами вібропривода по даному критерію із метою забезпечення та підтримування в часі резонансного режиму роботи АВТМ.

Аналіз форми траєкторії коефіцієнта підсилення k коливної механічної системи АВТМ показує, що коливна система є доволі чутлива (вибіркова) до частоти зовнішнього впливу й зміна частоти циклічної вимушуючої сили на декілька Гц призведе до суттєвої зміни коефіцієнта підсилення k коливної механічної системи АВТМ.

На мал. 7.83 зображено принципову схему створення прямого нейро-емулятора, тобто процес застосування нейромережевої моделі для ідентифікації адаптивної вібраційної технологічної машини як об'єкту керування.

Керування частотою циклічної вимушуючої сили вібропривода, де мінімізується відхилення поточного стану об'єкта управління від установки ($v \approx v_0$) для кожного такту не завжди забезпечує найкращу інтегральну якість управління, яка оцінюється виразом:

$$I = \sum_{n=1}^N [\Delta\varphi(n) - \Delta v(n)]^2.$$

Серед причин цього є те, що якість управління погіршується через властивість запізнюватися мінімум на один такт у системі управління із зворотнім зв'язком та у випадку, якщо для досягнення цільового положення потрібно буде декілька тактів, система керування, намагаючись мінімізувати поточну помилку, може видати надмірно сильний керуючий вплив у вигляді різкого приросту частоти $\pm \Delta v$, то це може призвести до перерегулювання.

При використанні способу керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин за допомогою штучної нейронної мережі система керування функціонує наступним чином: завдяки зміні приведеної маси 7 (див. мал. 82) $\pm \Delta F$ у АВТМ 1 відбувається зсув фази між вимушуючими та

вимушеними коливаннями. В детекторі зсуву фаз 2 постійно в робочому режимі проходить порівняння та визначення відставання або випередження між двома гармонійними сигналами, v_d амплітудою коливань робочого органа адаптивної вібраційної технологічної машини та v_p амплітудою циклічної вимушуючої сили віброприводу. Зсув фаз $\pm \Delta\varphi(n+1)$ (де n , це умовний n -тий такт) у процесі роботи поступає в блок 3 оптимізаційного алгоритму системи прогнозуючого модельного нейроуправління (на мал. 82 вказано штрихпунктирною лінією NN Predictive Control, яка відома також як Model Predictive Control, або Neural Generalized Predictive Control) [94-96]. Дана система (NN Predictive Control) мінімізує функціонал вартості інтегральної помилки, прогнозованої на $L = \max(L_2, L_3)$, $0 \leq L_1 \leq L_2$ тактів вперед [125]:

$$Q(k) = \sum_{i=L_1}^{L_2} e(n+i)^2 + \rho \sum_{i=0}^{L_2} [u(n+i) - u(n+i-1)]^2, \quad (7.74)$$

де e - помилка виходу системи на задану траєкторію,

ρ - внесок зміни керуючого сигналу $\pm \Delta u(n)$ в загальний функціонал вартості Q .

Для прогнозування майбутньої поведінки коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної машини й розрахунку помилок використовується прямий нейроемулятор. На мал. 7.83 зображено процес створення прямого нейроемулятора, тобто застосування нейромережевої моделі для ідентифікації адаптивної вібраційної технологічної машини як об'єкту керування. Відповідно до [91], число блоків ліній затримок TDL 2 на входах штучної нейронної мереж (ШНМ) прямого нейроемулятора 3 повинно відповідати порядку об'єкта (в нашому випадку об'єкт є коливна ланка, то кількість TDL дорівнює 2). В процесі створення прямого нейроемулятора 3 адаптивної вібраційної технологічної машини 1 (див. мал. 7.83) за допомогою (алгоритму навчання 4) алгоритму зворотного розповсюдження повинна мінімізуватися помилка між виходом адаптивної вібраційної технологічної машини $\pm \Delta\varphi_n$ та виходом нейромережевої моделі $\pm \Delta\varphi_n^m$. Отримана таким чином нейромережева модель є «чорним ящиком». Вона не дозволяє судити про фізичні

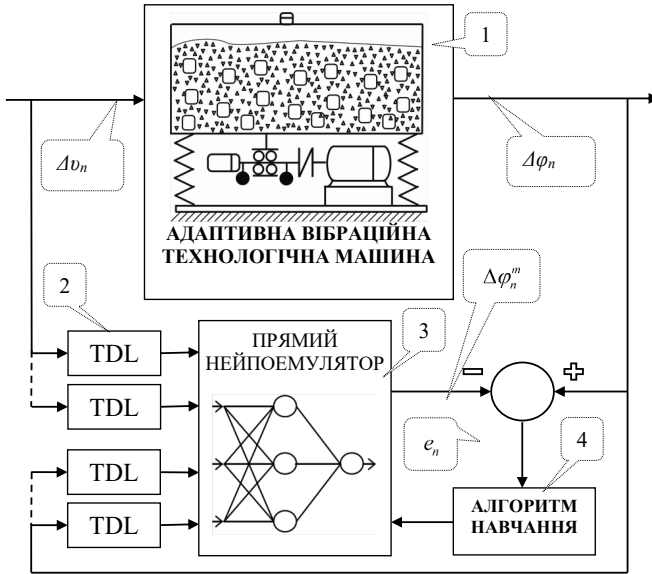
процеси, що протікають в адаптивній вібраційній технологічній машині 1, але згідно [58] може бути ефективно використана для аналізу та прогнозу поведінки даного об'єкта управління, а також для синтезу системи управління.

Важливою особливістю застосованого в запропонованому способі керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин за допомогою штучної нейронної системи прогнозуючого модельного нейроуправління є те, що в ньому відсутній нейроконтролер, який необхідно навчати. Його місце займає оптимізаційний алгоритм 3 (див. мал. 7.82), що працює в режимі реального часу, в якому може бути використаний сіплекс-метод [91] або квазі-ньютонівській алгоритм [89]. Оптимізаційний алгоритм 3 отримує на n -ному такті цільову траєкторію ($\varphi = \pi/2$) на L тактів наперед.

Далі для вибору оптимального керуючого впливу $\pm \Delta u$ обчислення відбуваються у внутрішньому циклі системи нейроуправління (його ітерації позначені як j). За час одного такту управління оптимізаційний алгоритм 3 подає на вхід прямого нейроемулятора 3 (див. мал. 7.83) серію різних впливів $\pm \Delta u(n+t, j)$, де t - глибина прогнозування, $0 \leq t \leq L-1$, та отримує у відповідь різні варіанти поведінки коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної $\pm \Delta v(n+t, j)$, на основі чого оптимізаційний алгоритм 3 (див. мал. 7.82) розраховує функцію вартості за формулою (7.74) й визначає найкращу стратегію управління $A = \{\pm \Delta u(n, j_1) \pm \Delta u(n+1, j_2) \dots \pm \Delta u(n+L-1, j_L)\}$ в сенсі мінімізації функціоналу вартості (7.74). Завдяки тому, що ділянка траєкторії коефіцієнта підсилення k коливної механічної системи АВТМ на своєму піку є дуже стрімкою, то важливо (за допомогою ρ -внесок зміни керуючого сигналу $\pm \Delta u(n)$) оптимізувати e -помилку виходу системи на задану траєкторію для того, щоб коливна механічна система АВТМ різко не завалювалась із зарезонансної зони у дорезонансну і навпаки. В підсумку, на вібропривод 6 (див. мал. 7.82) подається керуючий сигнал $\pm \Delta v(n) = \pm \Delta v(n+t, j)$.

На наступному такті стратегія A -корекції частоти вимушуючої циклічної сили вібропривода 5 розробляються заново. Даний приріст $\pm \Delta v$ частоти

вимушуючої циклічної сили через вібропривод 5 впливає на АВТМ 1 та зводить заданий зсув фаз між вимушуючими та вимушеними коливаннями до оптимального значення ($\varphi = \pi/2$). Таким чином, відбувається адаптація вібромашини до нової маси завантаження робочого органа та забезпечується резонансний режим роботи АВТМ.



Малюнок 7.83 – Процес створення прямого нейроемулатора

Застосування запропонованого способу керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин за допомогою штучної нейронної мережі дозволить оптимізувати процес керування електромеханічним дебалансним віброприводом вібраційних машин та забезпечити оптимальний резонансний режим роботи вібропривода (який є вигідний з енергетичної точки зору) при усіх технологічних режимах роботи АВТМ. Техніко-економічні характеристики за даного способу керування додатково покращуються завдяки тому, що в запропонованому способі керування застосовано технологію прогноуючого модельного нейроуправління і в результаті чого постійно проводиться

розрахунок (прогнозування) на декілька тактів наперед та визначається найкраща стратегія управління зміною частоти циклічної вимушеної сили віброприводу. Внаслідок чого механічна система АВТМ менше часу перебуває в нерезонансному режимі роботи. Даний спосіб керування також зводить до мінімуму тривалість перехідних процесів при зміні маси завантаження робочого органа АВТМ чи зміні режиму роботи АВТМ та параметрів технологічного процесу.

7.7 Нейроконтролер для системи керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин

У ході розвитку нейрокерування досліджувалися різні способи побудови нейроконтролерів із застосуванням різних типів нейронних мереж: лінійних, багатопшарових перцептронів, рекурентних мереж, мереж радіальних базисних функцій та ін. Найкращі результати отримані під час використання багатопшарових перцептронів з лініями затримок [96]. Сформувався два основних напрямки застосування нейронних мереж всередині синтезованих регуляторів: прямі методи, засновані на безпосередньому управлінні об'єктом за допомогою нейронної мережі, і непрямі методи, коли нейронна мережа використовується для виконання допоміжних функцій управління, таких як фільтрація шуму або ідентифікація динамічного об'єкта. Залежно від кількості нейронних мереж, що становлять нейроконтролер, системи нейрокерування можуть бути одномодульними або багатомодульними. Схеми нейрокерування, що застосовуються разом із традиційними контролерами, називаються гібридними.

На сьогоднішній день нейроконтролери займають провідне місце в системі математичного моделювання. Одним із методів побудови даних контролерів є метод нейронних мереж, що базується на принципах функціонування мозку людини. Поєднуючи знання в галузі медицини та нейрофізіології з наявними розробками та ідеями в галузі інформатики, вчені виділили основні функціональні та структурні одиниці, які забезпечують розумову діяльність

людини. Ці знання послужили потужним поштовхом до створення такого незамінного інструменту, як штучні нейронні мережі. Аналіз наукової літератури, присвяченої даному напрямку, показує, що нейронні мережі задіяні в досить широкому спектрі галузей наукової діяльності, вони застосовуються при обробці та розпізнаванні образів, у статистиці та чисельних методах, біології. Вирішення задач побудови нейронних контролерів є дуже важливим завданням, яке необхідно вирішувати при розробці різних наукових комплексів, зокрема, систем управління. Вирішення цього завдання дозволяє вирішити проблему визначення параметрів різних систем з метою визначення можливості їхньої роботи; можна вирішити завдання автоматизації систем та управління механізмами. На основі цих знань можна розробити методичку, яка забезпечуватиме високу якість та малий час розпізнавання основних параметрів. Для цього запропоновано спосіб побудови нейроконтролера, заснований на застосуванні методу прогнозуючого модельного нейрокерування з використанням прямого нейроемулатора.

Зважаючи на результати попередніх досліджень, досягнути поставленої мети можна за умови, якщо в нейроконтролері для керування віброприводом АВТМ [87], що включає коливну масу (робочий орган) із вібродатчиком, встановлену на пружній системі, й вібратор, з'єднаний із блоком керування (блок керування виконаний у вигляді двох контурів) побудувати первинний контур у складі детектора зсуву фаз, елемента оптимізаційного алгоритму частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода, елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз адаптивної вібраційної технологічної машини й лінії затримки TDL, а вторинний контур - із елемента завдання технологічно-оптимальних параметрів коливань робочого органа, елемента синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа, елемента порівняння необхідної амплітуди, елемента порівняння похибки розповсюдження, ПД-регулятора, елемента «штучна нейронна мережа», який використовується для автоматичної настройки коефіцієнтів k_p , k_i , k_d ПД-регулятора, елемента прямого нейроемулатора по амплітуді адаптивної вібраційної технологічної машини й лінії затримки TDL1

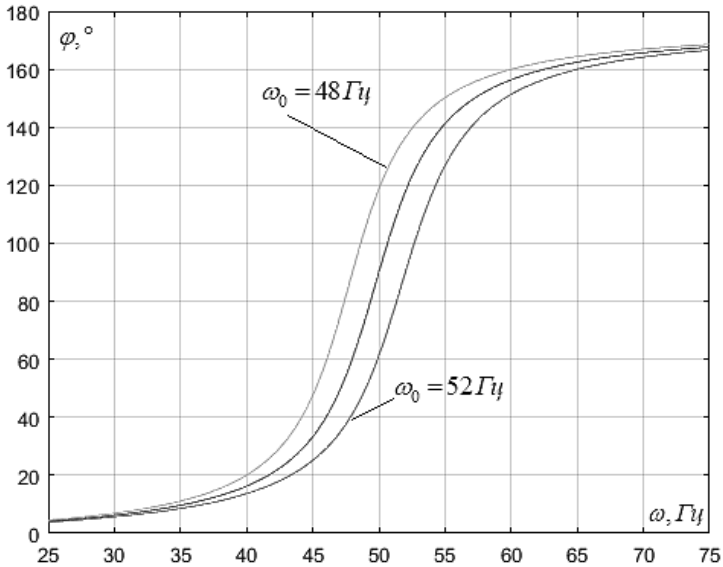
та TDL2, причому вихід вібродатчика з'єднати із одним із двох входів детектора зсуву фаз, одним із трьох входів елемента синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа, двома іншими своїми входами елемент синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа, з'єднаний із двома виходами елемента завдання технологічно-оптимальних параметрів коливань робочого органа, також вихід вібродатчика з'єднано із одним із двох входів елемента порівняння необхідної амплітуди, одним із двох входів елемента порівняння похибки розповсюдження та входами двох ліній затримки TDL1 та TDL2, своїм другим входом елемент порівняння необхідної амплітуди з'єднаний із виходом елемента синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа, а своїм виходом елемент порівняння необхідної амплітуди з'єднаний із одним із трьох входів елемента «штучна нейронна мережа» та одним із чотирьох входів ПД-регулятора, другий вхід елемента «штучна нейронна мережа» з'єднано із лінією затримки TDL2, а три виходи (k_p , k_i , k_d) елемента ««штучна нейронна мережа»» з'єднані із трьома із чотирьох входів ПД-регулятора, вихід лінії затримки TDL1 з'єднано із одним із трьох входів елемента прямого нейроемулатора по амплітуді адаптивної вібраційної технологічної машини, а один із двох його виходів з'єднано із другим входом елемента порівняння похибки розповсюдження, вихід елемента порівняння похибки розповсюдження з'єднано із другим входом елемента прямого нейроемулатора по амплітуді адаптивної вібраційної технологічної машини. Даний інформаційний сигнал потрапляє в елемент «штучна нейронна мережа» завдяки тому, що другий вихід елемента прямого нейроемулатора по амплітуді адаптивної вібраційної технологічної машини з'єднано із третім входом елемента «штучна нейронна мережа», вихід ПД-регулятора з'єднано із третім входом елемента прямого нейроемулатора по амплітуді адаптивної вібраційної технологічної машини, одним із двох виходів елемента «оптимізаційний алгоритм», входом лінії затримки TDL, другим входом детектора зсуву фаз та адаптивною вібраційною технологічною машиною, вихід детектора зсуву фаз з'єднано із одним із двох входів елемента «оптимізаційний алгоритм», а другий вихід елемента

«оптимізаційний алгоритм» з'єднано з одним із двох входів елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз адаптивної вібраційної технологічної машини, другий вхід елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз адаптивної вібраційної технологічної машини з'єднано із виходом лінії затримки TDL, а вихід елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз адаптивної вібраційної технологічної машини з'єднано із другим входом елемента «оптимізаційний алгоритм». Така структура нейроконтролера [87] для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних дозволяє реалізувати двоконтурну систему нейрокерування енергетичними та технологічними параметрами АВТМ, кожний контур якої враховує інерційні та дисипативні характеристики коливної механічної системи АВТМ. Завдяки відслідковуванню в первинному контурі зсуву фаз між частотою вимушених коливань робочого органа АВТМ та частотою циклічної вимушуючої сили вібропривода та застосуванню технології прогнозуючого модельного нейрокерування для корекції частоти циклічної вимушуючої сили віброприводу нейроконтролер забезпечує резонансний режим роботи та мінімальні енергозатрати на вібропривод. Другий контур нейрокерування забезпечує на резонансній частоті відслідковування та стабілізацію питомої роботи вібраційного поля АВТМ протягом циклу віброобробки застосовуючи для корекції амплітуди коливань робочого органа систему гібридного нейро-ПД управління із самоналаштуванням на основі нейромоделі АВТМ, яка враховує інерційні та дисипативні характеристики коливної механічної системи АВТМ.

На мал. 7.84 зображено фазочастотну характеристику (ФХЧ) АВТМ із власною резонансною частотою коливань $\omega_0 = 52 \text{ Гц}$ та показано динаміку зміни ФХЧ АВТМ при довантаженні її робочого органа й розвантаженні його в технологічному процесі віброобробки додатковою приведеною масою.

На мал. 7.85 зображено перехідні процеси при використанні нейромережевого ПД регулятора із самоналаштуванням (та без нього) в АВТМ при корекції амплітуди коливань робочого органа на резонансній частоті з метою

забезпечення стабільності питомої роботи вібраційного поля робочого органа протягом технологічного циклу віброобробки.



Малюнок 7.84 - Фазочастотна характеристика АВТМ із власною резонансною частотою коливань $\omega_0 = 52 \text{ Гц}$

На адаптивну вібраційну технологічну машину 1 (на мал. 7.86 зображена із керованим дебалансним віброприводом) діє параметричне збурення ($\pm \Delta M$) 2. Завдяки зворотному зв'язку по частоті ω_d коливань робочого органа АВТМ 1 з'єднана із одним із двох входів детектора зсуву фаз 3 одним із трьох входів елемента синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа 15. Двома іншими своїми входами елемент синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа 15 з'єднаний із двома виходами елемента завдання технологічно оптимальних параметрів коливань робочого органа 8.

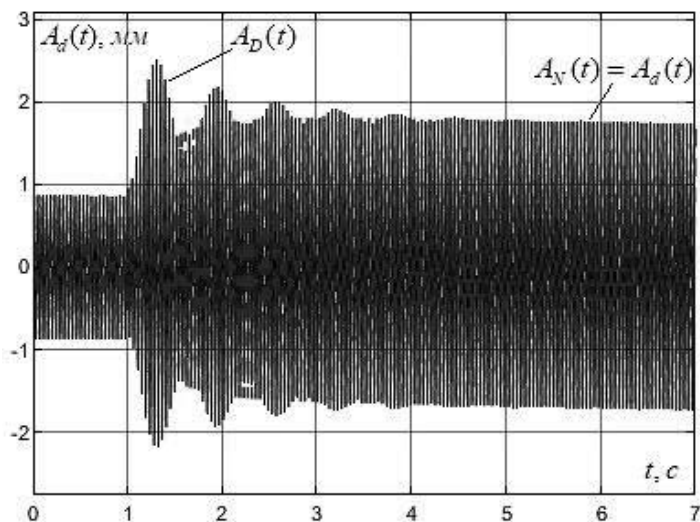
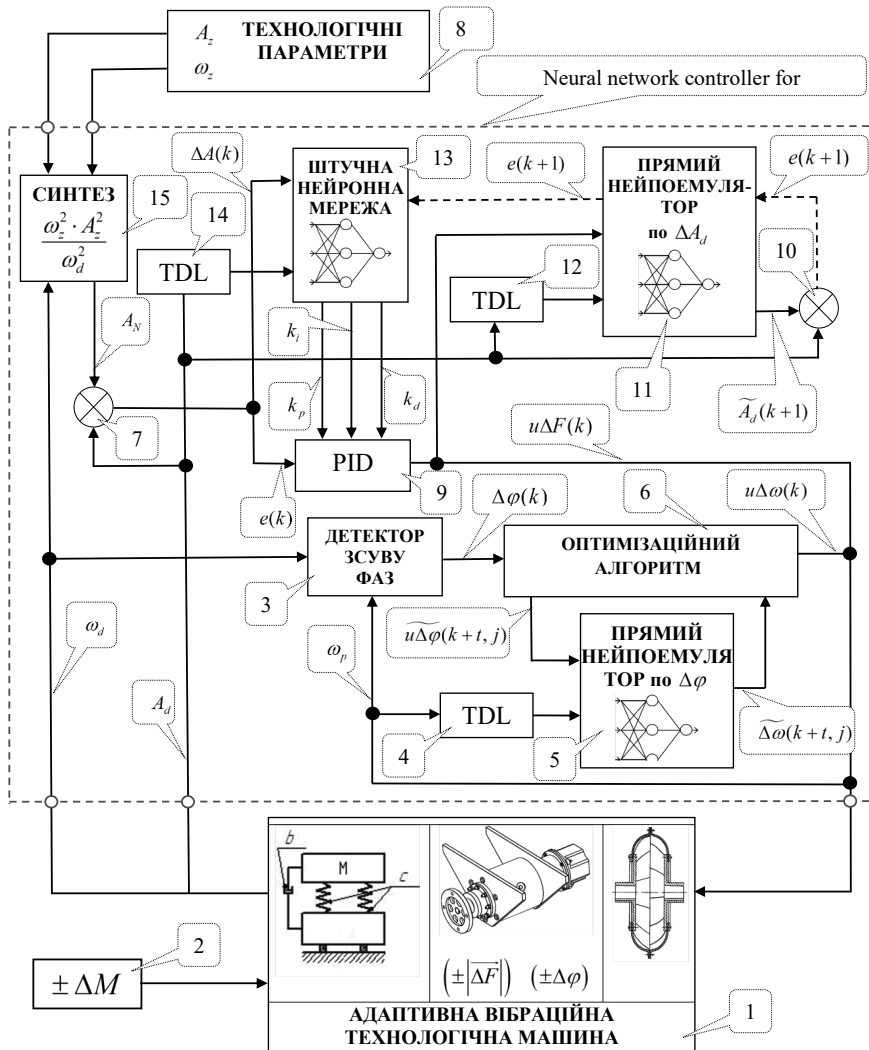


Рисунок 7.85 - Перехідні процеси при використанні нейромережевого ПД регулятора із самоналаштуванням та без нього

На мал. 7.86 зображено функціональну схему нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин.

Завдяки зворотному зв'язку по амплітуді A_d коливань робочого органа АВТМ 1 з'єднана із одним із двох входів елемента порівняння необхідної амплітуди 7, одним із двох входів елемента порівняння похибки розповсюдження 10 та входами двох 14 і 12 ліній затримки TDL (Tapped Delay Line). Своім другим входом елемент порівняння необхідної амплітуди 7 з'єднаний із виходом елемента синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа 15, а своїм виходом елемент порівняння необхідної амплітуди 7 з'єднаний із одним з трьох входів елемента «штучна нейронна мережа» 13 та одним входом із чотирьох входів ПД-регулятора 9.

Другий вхід елемента «штучна нейронна мережа» 13 з'єднано із лінією затримки TDL 14, причому три його виходи (k_p , k_i , k_d) з'єднані із трьома із чотирьох входів ПД-регулятора 9.



Малюнок 7.86 - Функціональна схема нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин

Вихід лінії затримки TDL 12 з'єднано із одним із трьох входів елемента прямого нейроемулятора по амплітуді 11 адаптивної вібраційної технологічної

машини 1, а один із двох його виходів з'єднано із другим входом елемента порівняння похибки розповсюдження 10. Вихід елемента порівняння похибки розповсюдження 10 з'єднано із другим входом елемента прямого нейроемулатора по амплітуді 11 адаптивної вібраційної технологічної машини 1 і даний інформаційний сигнал потрапляє в елемент «штучна нейронна мережа» 13 завдяки тому, що другий вихід елемента прямого нейроемулатора по амплітуді 11 адаптивної вібраційної технологічної машини 1 з'єднано із третім входом елемента «штучна нейронна мережа» 13.

Вихід ПІД-регулятора 9 з'єднано із третім входом елемента прямого нейроемулатора по амплітуді 11 адаптивної вібраційної технологічної машини 1, одним із двох виходів елемента «оптимізаційний алгоритм» 6, входом лінії затримки TDL 4, другим входом детектора зсуву фаз 3 та адаптивною вібраційною технологічною машиною 1. Вихід детектора зсуву фаз 3 з'єднано із одним із двох входів елемента «оптимізаційний алгоритм» 6, а другий вихід елемента «оптимізаційний алгоритм» 6 з'єднано з одним із двох входів елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз 5 адаптивної вібраційної технологічної машини 1. Другий вхід елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз 5 адаптивної вібраційної технологічної машини 1 з'єднано із виходом лінії затримки TDL 4, а вихід елемента прямого нейроемулатора по зсуву фаз 5 адаптивної вібраційної технологічної машини 1 з'єднано із другим входом елемента «оптимізаційний алгоритм» 6.

Принцип роботи нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин наступний. Реалізація конструктивного рішення нейроконтролера для керування віброприводом АВТМ базується на зваженому комплексному підході до реалізації способу керування роботою АВТМ [117], способу стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля АВТМ [84] та використанні прямого нейроемулатора [88] АВТМ з метою врахування інерційних та дисипативних характеристик АВТМ при реалізації конструктивного рішення нейромережевої структури для динамічного управління та стабілізації параметрів вібраційного

поля АВТМ протягом технологічного циклу віброобробки при заданих оптимальних параметрах вібраційного поля та при мінімальних енергозатратах (на резонансній робочій частоті).

Підхід до реалізації конструктивного рішення нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин забезпечує виконання основного фундаментального принципу механіки для коливних систем. Зокрема, виконання та підтримування протягом технологічного циклу віброобробки умови резонансу для коливної механічної системи, тобто при резонансі в АВТМ існує відставання вимушених коливань робочого органа АВТМ від циклічної вимушуючої сили вібропривода на чверть періоду ($\pi/2$). Рівняння яке описує зв'язок між циклічною вимушуючою силою вібропривода та переміщенням робочого органа має вигляд:

$$S(t) = \frac{F}{C} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} \cdot \sin \left(\omega \cdot t - \arctan \left(\frac{\gamma \cdot \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega}{\omega_0}} \right) \right), \quad (7.75)$$

де C - жорсткість пружної системи АВТМ;

F - амплітуда циклічної вимушуючої сили вібропривода;

ω_0 - власна резонансна частота АВТМ;

ω - частота циклічної вимушуючої сили вібропривода;

γ - коефіцієнт демпфування коливної механічної системи.

Тобто, при резонансному режимі роботи $\omega_0 \approx \omega$ АВТМ виконується рівність:

$$\varphi(\omega) = \arctan \left(\frac{\gamma \cdot \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega}{\omega_0}} \right) = \frac{\pi}{2}.$$

На мал. 7.84 показано як зміниться відставання вимушених коливань робочого органа АВТМ від циклічної вимушуючої сили віброприводу АВТМ із власною резонансною частотою коливань $\omega_0 = 52 \text{ Гц}$ при довантаженні (та

розвантаженні в зворотному порядку) робочого органа додатковою масою протягом технологічного циклу віброобробки. З мал. 7.84 видно, що із довантаженням робочого органа АВТМ приведеної маси 2 ФЧХ АВТМ переміщується в ліво по осі частот. Це зумовлюється переміщенням власної резонансної частоти f_0 АВТМ при зміні приведеної маси коливної механічної системи в сторону зменшення частоти при збільшенні приведеної маси АВТМ, виходячи із наступного співвідношення:

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{C}{M}}, \quad (7.76)$$

де C – жорсткість пружної системи;

M – приведена маса, що дорівнює:

$$M = [m_a \cdot m_r] / [m_a + m_r],$$

де m_a - активна маса, тобто маса робочого органа АВТМ;

m_r - реактивна маса, тобто маса рами (корпусу) АВТМ.

Для того, щоб ефективно оцінювати та відслідковувати $\varphi(\omega)$ відставання вимушених коливань робочого органа АВТМ від циклічної вимушуючої сили вібропривода на яке впливає коефіцієнт демпфування коливної механічної системи γ , жорсткість C пружної системи АВТМ, приведена маса коливної механічної системи АВТМ M у конструкції нейроконтролера передбачено окремий контур нейрокерування. Конструктивне рішення запропонованого контуру нейрокерування динамічними параметрами віброприводу АВТМ, попри врахування перерахованих вище параметрів АВТМ, дозволяє додатково вирішити ще одну проблему, яка виникає у випадку керування АВТМ за допомогою керованого дабалансного віброприводу на основі зсуву фаз ($\varphi = \pi/2$) між частотою циклічної вимушуючої сили віброприводу і частотою вимушених коливань робочого органа АВТМ. Основна складність такого керування полягає в тому, що керований дебалансний вібропривод є двохмасовою електромеханічно системою із пружним зв'язком, і тому в процесі коливань (роботи АВТМ) немає жорсткого кінематичного зв'язку й важко

визначити точно (однозначно) про кут між валом електродвигуна та дебалансним валом вібропривода. Запропонований контур нейрокерування динамічними параметрами вібропривода АВТМ, який є частиною структури нейроконтролера, дозволяє ефективно керувати частотою циклічної вимушуючої сили, як електромагнітного так і дебалансного вібропривода.

Корекція частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода проводиться завдяки тому, що (див. мал. 7.86) інформація про коливання ω_d АВТМ 1 від датчика вібрації у вигляді електричного сигналу надходить на вхід детектора зсуву фаз 3, а на другий вхід даного детектора надходить сигнал ω_p , який є прямо пропорційний циклічній вимушуючій силі керованого вібропривода (дебалансного або електромагнітного). В детекторі зсуву фаз 3 проводиться постійне співставлення цих двох сигналів у часі та визначення зсуву фаз між ними $\Delta\varphi$ (при певній частоті циклічної вимушуючої сили). Інформація про біжучий стан зсуву фаз між частотою вимушених коливань робочого органа АВТМ та частотою циклічної вимушуючої сили вібропривода $\Delta\varphi(k)$ на умовному k -тому такті в процесі роботи поступає в блок 6 оптимізаційного алгоритму системи прогнозуючого модельного нейрокерування (NN Predictive Control) [57, 93]. Дана система мінімізує функціонал вартості інтегральної помилки $Q(k)$, прогнозованої на декілька тактів в перед стосовно зсуву фаз $\Delta\varphi$ шляхом корекції $\pm\Delta\omega_p$ частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода АВТМ. Для прогнозування подальшої поведінки коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної машини й розрахунку помилок $\pm\Delta\varphi$ використовується «прямий нейроемулятор» 5 АВТМ по зсуву фаз $\Delta\varphi$, «прямий нейроемулятор» по $\Delta\varphi$ 5 створюють шляхом його навчання подаючи набір випадкових комбінацій частот вібропривода (при сталому значенні амплітуди циклічної вимушуючої сили) із діапазону близького до робочого для АВТМ (наприклад, якщо робоча частота для АВТМ становить $\omega_0 = 50 \text{ Гц}$, то достатньо дослідити від $\omega_{\min} = 25 \text{ Гц}$ до $\omega_{\max} = 75 \text{ Гц}$) та сформувати навчаючу вибірку

$U = \{P_i, T_i\}_{i=1}^M$: де $P_i = [\omega(i) \varphi(i-1)]^T$, $T_i = \varphi(i)$. Отримана таким чином нейромережева модель не дозволяє судити про фізичні процеси, що протікають в адаптивній вібраційній технологічній машині 1, але, згідно [10, 11] може бути ефективно використана для аналізу та прогнозу поведінки даного об'єкта управління, а також для синтезу системи управління. Формуючи таку нейромережеву модель із реальної АВТМ ми вже врахували (записали) її дисипативні та інерційні характеристики.

Елемент «оптимізаційний алгоритм» б отримує на k -ному такті цільову траєкторію ($\varphi = \pi/2$) на L тактів вперед, яка відповідає резонансному режиму роботи АВТМ. Далі для вибору оптимального керуючого впливу $\pm u \Delta \varphi$ стосовно корекції частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода АВТМ, розрахунки відбуваються у внутрішньому циклі першого контуру нейрокерування (його ітерації позначені як j). За час одного такту управління елемент «оптимізаційний алгоритм» б подає на вхід прямого нейроемулатора по $\Delta \varphi$ 5 серію різних впливів $u \Delta \varphi(k+t, j)$, де t - глибина прогнозування, $0 \leq t \leq L-1$, та отримує у відповідь різні варіанти поведінки коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної $\Delta \omega(k+t, j)$, на основі чого «оптимізаційний алгоритм» б розраховує функцію вартості й визначає найкращу стратегію управління $S = \{u \Delta \varphi(k, j_1) u \Delta \varphi(k+1, j_2) \dots u \Delta \varphi(k+L-1, j_L)\}$ у сенсі мінімізації функціоналу вартості інтегральної помилки $Q(k)$ з метою забезпечення рівності $\varphi = \pi/2$. Тобто, елемент «оптимізаційний алгоритм» б на основі інформації про реальний зсув фаз $\Delta \varphi$ між частотою циклічної вимушуючої сили вібропривода й частотою вимушених коливань робочого органа АВТМ та нейромережевої моделі АВТМ, що враховує реальні інерційні та дисипативні характеристики АВТМ проводить розрахунок та прогнозування реакції АВТМ. На основі цього робить вибір оптимальної стратегії для корекції частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода з метою забезпечення та

підтримування постійного резонансного режиму роботи шляхом забезпечення автоматичного виконання умови $\varphi = \pi/2$.

Вторинний контур нейрокерування, що входить у структуру нероконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин відповідає за автоматичну оптимізацію технологічних параметрів віброобробки АВТМ. Первинний контур нейрокерування є головним і він відповідає за енергетичні параметри коливної системи, тобто, забезпечує підтримування резонансного режиму роботи шляхом підлаштування частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода до власної резонансної частоти АВТМ. Іншими словами, внаслідок роботи первинного контуру нейроуправління відбувається постійне в часі відслідковування зміни приведеної маси або непрямих параметрів таких, як зміна жорсткості пружної системи, зміна в'язкості оброблюваного середовища або інших параметрів, які мають вплив на власну резонансну частоту АВТМ. Внаслідок функціонування первинного контуру нейрокерування відбувається постійне переміщення по осі частот, частоти віброобробки АВТМ, бо вона відповідає ω_0 власній резонансній частоті АВТМ.

Постійний перехід коливної механічної системи із однієї власної резонансної частоти на іншу вимагає корекції амплітуди A_d для забезпечення стабільності A_k питомої роботи вібраційного поля АВТМ протягом технологічного циклу віброобробки. Враховуючи те, що АВТМ є вібромашиною резонансного типу й працює в дуже вузькому діапазоні частот, де коефіцієнт підсилення μ коливної механічної системи має дуже стрімку характеристику, то реакція на одне й теж саме значення амплітуди циклічної вимушуючої сили буде суттєво відрізнятись по величині. І, як наслідок, у моменти переходу із одної власної резонансної частоти на іншу в амплітуді коливань робочого органа будуть виникати додаткові затухаючі в часі коливання амплітуди $A_D(t)$ (див. мал. 7.84), що будуть більші за оптимальні для даного технологічного процесу віброоброки $A_D > A_d$ на резонансній частоті.

Аналогічна ситуація буде зберігатися у всіх перехідних процесах (тобто, при довантаженні чи відвантаженні робочого органа АВТМ) тому, що АВТМ як об'єкт управління, є коливною ланкою. Враховуючи той факт, що для АВТМ характерна постійна зміна приведеної маси (наприклад: вібротлини, вібросепаратори, ...) протягом технологічного циклу віброобробки первинний контур нейрокерування буде постійно проводити корекцію частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода, а вторинний контур нейрокерування буде за ним проводити корекцію амплітуди циклічної вимушуючої сили вібропривода з метою стабілізації A_k питомої роботи вібраційного поля АВТМ після корекції частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода або у випадку необхідності зміни технологічних параметрів віброобробки. На мал. 7.84 показано два перехідні процеси, які виникають у АВТМ при корекції A_d амплітуди коливань робочого органа АВТМ на резонансній робочій частоті ($\omega_0 = 25 \text{ Гц}$) із $A_d = 0.9 \text{ мм}$ до технологічно оптимальної $A_d = A_N = 1.8 \text{ мм}$. Один із перехідних процесів має перерегулювання по амплітуді, які із часом стабілізуються, що є характерними для АВТМ як об'єкту управління.

Другий перехідний процес, що без перерегулювання по амплітуді коливань робочого органа АВТМ побудований із застосуванням запропонованого конструктивного рішення вторинного контуру нейрокерування нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин. Аналізуючи мал. 7.84, можна побачити, що наявність перерегулювання (коли $A_D > A_d$) помножена на постійну зміну власної резонансної частоти АВТМ протягом технологічного циклу віброобробки призведе до того, що рівність пропитує значення роботи вібраційного поля на різних частотах не буде виконуватись $A_z^2 \cdot \omega_z^2 = A_N^2 \cdot \omega_d^2 = A_d^2 \cdot \omega_d^2$. Дана рівність буде виконуватись протягом усього циклу віброобробки у випадку із другим перехідним процесом, коли для управління амплітудою циклічної вимушуючої сили вібропривода застосовано нейромеревевий ПІД регулятор із самоналаштуванням на основі прямого нейроемулатора АВТМ по амплітуді (ΔA_d).

Робота вторинного контуру нейрокерування нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин базується на тому, що із елемента завдання технологічно оптимальних параметрів коливань робочого органа 8 у нейроконтролер в 15 елемент синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа поступають A_z , ω_z задані технологічно оптимальні параметри для віброобробки (амплітуда та частота коливань робочого органа АВТМ) протягом технологічного циклу. В елементі синтезу необхідного значення амплітуди коливань робочого органа 15 на основі інформації про реальну частоту коливань робочого органа (яка відповідає частоті віброобробки) з метою забезпечення тієї ж самої питомої роботи вібраційного поля на даній частоті відповідно до принципу, що викладений у роботі [50], проводить розрахунок необхідного значення амплітуди на даній частоті A_N . Дана інформація поступає на елемент порівняння необхідної амплітуди 7, де проходить співставлення необхідного значення A_N амплітуди коливань робочого органа та дійсного значення A_d амплітуди коливань робочого органа й значення різниці амплітуд коливань робочого органа $\Delta A(k)$ на такті k подається в навчену систему гібридного нейро-ПІД управління (NNPID Auto-tuning, Neuromorphic PID Self-tuning [89, 93]), зокрема до елемента 13 «штучна нейронна мережа» та одночасно результат цього порівняння $e(k)$ поступає в ПІД-регулятор 9. Таке конструктивне рішення контуру нейрокерування амплітудою коливань робочого органа АВТМ дозволяє використати для мінімізації помилки зворотного зв'язку $e(k) = A_N(k) - A_d(k)$ пропорційно-інтегрально-диференційний контролер на кожному такті керування. Після того, як на такті k значення різниці амплітуд коливань робочого органа АВТМ 1 поступає в елемент 13 «штучна нейронна мережа» дана «штучна нейронна мережа» отримує установку $\Delta A(k+1)$ і, як наслідок, генерує коефіцієнти $k_p(k)$, $k_i(k)$, $k_d(k)$, які поступають на вхід блоку ПІД-регулятора 9 разом із

значенням миттєвої похибки зворотного зв'язку $e(k) = A_N(k) - A_d(k)$ і ПІД-регулятор 9 проводить розрахунок керуючого впливу $u\Delta F(k)$ на керований вібропривод. В результаті чого ПІД-регулятор 9 формує на кожному такті керуючий сигнал $u\Delta F(k)$, який є зваженою сумою трьох складових k_p , k_i , k_d і подає їх на вібропривод для корекції $\pm |\overline{\Delta F}|$ амплітуди вимушуючої сили.

Навчання елемента 13 «штучна нейронна мережа» проходить у реальному масштабі часу за помилкою зворотного зв'язку методом найшвидшого спуску, градієнти розраховуються методом зворотного розповсюдження помилки $e(k+1)$ (див. мал. 7.86) через 11 «прямий нейроемулятор» по ΔA_d (адаптивної вібраційної технологічної машини 1). «прямий нейроемулятор» по ΔA_d 11 створюють шляхом його навчання, подаючи набір випадкових комбінацій частот вібропривода (при сталому значенні амплітуди циклічної вимушуючої сили) із діапазону близького до робочого для АВТМ (наприклад, якщо робоча частота для АВТМ становить $\omega_0 = 50 \text{ Гц}$, то достатньо про сканувати від $\omega_{\min} = 25 \text{ Гц}$ до $\omega_{\max} = 75 \text{ Гц}$) та сформувати навчаючу вибірку $U = \{P_i, T_i\}_{i=1}^M$: де $P_i = [\omega(i) A_d(i-1)]^T$, $T_i = A_d(i)$.

У результаті роботи даного контуру нейрокерування ПІД-регулятор 9, провівши розрахунок керуючого впливу $u\Delta F(k)$, здійснить вплив на робочий орган АВТМ за допомогою керованого вібропривода дана інформація також потрапить в елемент 11 «прямий нейроемулятор» по ΔA_d адаптивної вібраційної технологічної машини 1, у результаті чого коливний робочий орган АВТМ 1 отримує нову амплітуду коливань $A_d(k+1)$, а елемент 11 «прямий нейроемулятор» по ΔA_d АВТМ1 згенерує реакцію $A_d(k+1)$. Після цього в 10 елементі порівняння похибки розповсюдження проводиться розрахунок помилки управління $e(k+1) = A_d(k+1) - A_d(k+1)$, яка пропускається в зворотному напрямку за правилом зворотного розповсюдження. Вагові коефіцієнти зав'язків в елементі 11 «прямий нейроемулятор» по ΔA_d адаптивної вібраційної

технологічної машини при цьому не коректуються. Пройшовши через елемент 11 «прямий нейроемулатор» по ΔA_d адаптивної вібраційної технологічної машини 1 помилка $e(k+1)$ розповсюджується далі через елемент 13 «штучна нейронна мережа», але тепер її проходження супроводжується корекцією вагових коефіцієнтів $\Delta w(k)$ даної штучної нейронної мережі. Внаслідок цього проходження ми отримуємо автоматичне налаштування векторів виходів k_p, k_i, k_d штучної нейронної мережі елемента 13 «штучна нейронна мережа», які поступають на ПІД-регулятор 9. Таким чином у даному випадку елемент 11 «прямий нейроемулатор» по ΔA_d адаптивної вібраційної технологічної машини 1 виконує функцію додаткових шарів штучної нейронної мережі із елемента 13 «штучна нейронна мережа», в яких корекція вагових коефіцієнтів не проводиться.

Висновок: конструктивне рішення нейроконтролера для керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин дозволяє покращити якісні характеристики керування динамічними параметрами як електромагнітного, так і дебалансного вібропривода. Застосування нейромережевих технологій у конструктивному рішенні дозволяє впровадити алгоритми нейрокерування, які при зміні параметрів технологічного процесу віброобробки, що реалізуються АВТМ, або при зміні маси завантаження робочого органа АВТМ, завдяки застосуванню технології прогноуючого модельного нейрокерування на основі сіплекс-методу або квазі-ньютонівського алгоритму оптимально вибиратимуть стратегію корекції частоти циклічної вимушуючої сили вібропривода з метою забезпечення та підтримування постійного резонансного режиму роботи АВТМ і на резонансній частоті АВТМ проводитимуть стабілізацію питомої роботи вібраційного поля АВТМ шляхом автоматичної корекції амплітуди коливань робочого органа за допомогою нейромережевого ПІД-регулятора із самоналаштуванням з врахуванням інерційних та дисипативних характеристик вібромашини на основі прямого нейроемулатора АВТМ.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У представлених матеріалах проаналізовані особливості виникнення циркуляційних рухів сипких робочих середовищ у вібраційних машинах, вперше розроблено конструкції вібраційних машин з тороподібними робочими контейнерами. Встановлено, що в процесі роботи на поверхні контейнерів збуджується хвильовий рух, керуючи параметрами якого можна керувати параметрами потоку циркуляційного руху обробного середовища.

1. Розроблені уточнені динамічна й математична моделі вібраційної машини з тороподібним контейнером обладнаним електромеханічним приводом з відцентровим віброзбудником, у яких система обертових інерційних сил, що виникають при обертанні вертикального вала з неврівноваженими масами, представлена у вигляді обертового динамічного гвинта, що дозволяє уточнити кут зсуву фаз між вертикальними та горизонтальними коливаннями контейнера. Проведено теоретичні дослідження впливу конструктивних параметрів електромеханічного привода з відцентровим віброзбудником тороподібного контейнера на робочі кінематичні параметри його коливного руху.

2. Отримано узагальнені аналітичні залежності для визначення траєкторії, амплітуди та частоти коливань точок тороподібного контейнера, які придатні для практичних розрахунків. Встановлено, що точки контейнера коливаються по еліпсоїдних траєкторіях, що мають різні величини напівосей і різні кути нахилу площини коливання до горизонтальної площини, що залежать від відстані цих точок від центру мас і центральної площини контейнера.

3. Проведено теоретичні дослідження механізму виникнення циркуляційного руху обробного середовища в тороподібних контейнерах з електромеханічним приводом та відцентровим віброзбудником. Встановлено, що в його основі лежить квазіхвильовий рух точок поверхні контейнера. Розроблено алгоритм управління параметрами потоку циркуляційного руху робочого середовища в тороподібних контейнерах шляхом зміни параметрів збуджуючого обертового динамічного гвинта, а також його власних параметрів:

величин рівнодіючої збурюючих сил, їх результуючого моменту та напрямку власного обертання динамічного гвинта.

4. При порівнянні теоретичних та експериментальних значень кінематичних параметрів руху тороподібного контейнера встановлено, що розбіжність у визначенні залежності кута нахилу площини коливань точок контейнера до горизонтальної площини від кута розвороту дебалансів не перевищує 8,2 %, що дозволяє вважати прийняту систему припущень правомірною. а математичну модель вібраційної машини є адекватною реальній системі.

5. Експериментально виявлено залежність механічних параметрів потоку циркуляційного руху робочого середовища від кута розвороту дебалансів та відстані від центру мас контейнера, що підтверджує розроблений алгоритм управління цим потоком. Експериментально досліджено розподіл по перерізу тороподібного контейнера динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища та вплив на його величину та характер розподілу кінематичних параметрів коливного руху контейнера.

6. Експериментально оцінена відносна величина потужності, що розсіюється в різних робочих середовищах при об'ємах тороподібних контейнерів: 5; 15; 60 та 100 дм³, а також можливість утилізації цієї потужності. Відносна величина потужності, що розсіяна в робочому середовищі, становить 10...50 % від потужності споживаної приводним двигуном, при цьому від 8 % до 20 % цієї потужності можна утилізувати й використовувати для привода примусових рухів оброблюваних деталей.

7. За допомогою активного багатofакторного інтерполяційного експерименту побудована математична модель технічної системи, яка складається з вібраційної машини з тороподібним контейнером, що обладнаний електромеханічним приводом з відцентровим віброзбудником, робочого середовища та оброблюваної деталі, яка встановлена на підвісці. Перевірка адекватності отриманої математичної моделі за допомогою критерію Фішера

підтвердила її придатність для практичних розрахунків при проектуванні приводів примусових рухів оброблюваних деталей.

8. На підставі результатів теоретичних експериментальних досліджень розроблено інженерну методику розрахунку електромеханічного привода з відцентровим віброзбудником. Методика використана при проектуванні гами вібраційних машин із тороподібними контейнерами робочими обсягами: 5; 15; 60 та 100 дм³ та інших дослідно-промислових установок. Вібраційні машини впроваджено на промислових підприємствах Вінницького регіону й надійно себе зарекомендували.

9. Проведені при впровадженні розроблених вібраційних машин та обладнання для вібраційної обробно-зачисної обробки деталей, що легко ушкоджуються, порівняльні випробування у виробничих умовах показали високу ефективність та якість обробки при меншій енергоємності. Так промислові випробування установки для вібраційної обробки деталей кільцевого типу, що легко ушкоджуються, в умовах сепараторного цеху Вінницького підшипникового заводу довели, що при обробці латунних сепараторів підшипників вона дозволяє збільшити продуктивність праці у 8 разів, за більш високої якості обробки та відсутності псування продукції.

Порівняльні випробування установки для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей з використанням привода примусових рухів оброблюваних деталей за рахунок утилізованої енергії циркуляційного руху робочого середовища, підтвердили що продуктивність процесу підвищується в 1,8 разів, при тій же енергоємності процесу. Промислові випробування установки для обтирання куль підшипників в умовах кулькового цеху Вінницького підшипникового заводу показали її придатність для обробки цих куль з більшою мірою точності порівняно з існуючим технологічним процесом.

10. На підставі результатів теоретичних та експериментальних досліджень розроблені нові конструкції вібраційних технологічних машин із вертикальними приводними дебалансними валами та з вертикальними приводними валами при

кінематичному збудженні коливачь. Усі конструкції захищені патентами України на винаходи.

11. Обґрунтовані та розроблені системи автоматичного керування вібраційними технологічними машинами даного класу, які дозволяють автоматично встановлювати та підтримувати найбільш економічні резонансні режими роботи та одночасно дотримуватись оптимальних значень інших важливих параметрів технологічних процесів під час їх роботи.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.С. 1219327 СРСР МКИ В24В 31/067 Устрійство для вібраційної обробки: Ярошенко Л.В., Берник П. С. Денисенко Л. Д. №, 3757174/25-08; заявл. 21.06.1984; опубл. 23.03.1986, Бюл. № 11.
2. А.С. 1437196 СРСР Устрійство для вібраційної обробки: Ярошенко Л.В., Берник П. С. №, 4241232/31-08; заявл. 11.02.1987; опубл. 15.11.1988, Бюл. № 42.
3. А.С. 1705039 СРСР МКИ В24В 31/067 Устрійство для вібраційної обробки: Ярошенко Л.В., Берник П. С. №, 4773201/08; заявл. 23.10.1989; опубл. 15.01.1992, Бюл. № 2.
4. А.С. № 1674944 СРСР МКИ В01F 11/00 Вібраційний змішувач/ Ярошенко Л.В., Берник П. С. Солоня О. В. № 1074580 заявл. 03.10. 1989; опубл. 07.09.1991. Бюл. № 33.
5. Адаптивна вібраційна машина з тороїдальною робочою камерою: пат. 104061 Україна № 104061, МПК В24В 31/073, В06В 1/16. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Яремчук О. С. № 201205979 заявл. 17.05.2012; опубл. 25.12.13, Бюл. № 24.
6. Адаптивне вібросито для очищення бурового розчину: пат. 111049 С2 Україна: МПК 65G 27/32, В06В 1/16, В03В 5/02, В01D 21/28, Е21В 21/06 Ярошенко Л.В., Болонний В.Т., Чубик Р. В. № а201503544 заявл. 16.04.2015 опубл. 10.03.2016 Бюл. № 5.
7. Адаптивний вібраційний млин: пат. 101196 Україна: МПК В02С 19/16. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Яремчук О. С. № 201015004 заявл. 13.12.2010 опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.
8. Адаптивний вібраційний сепаратор: пат. 104487 Україна: МПК В07В 1/28, В07В 1/40. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Пагута М. В. № 201203390, заявл. 21.03.2013 опубл. 10.02.2014, Бюл. № 3.
9. Адаптивний пристрій для вібраційної шпиндельно-планетарної обробки деталей: 109008 С2 пат. Україна МПК В24В 31/06, В24В 31/073 Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. № а201214146 заявл. 11.12.2012 опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13.

10. Багатофракційний вібраційний сепаратор: пат. 79624 Україна: МПК В07В 1/28, В07В 1/06, В07В 1/40. Ярошенко Л.В., Серeda Л. П. № 200501327 заявл. 14.02.2005 опубл. 10.07.2007, Бюл. № 10.
11. Багатофракційний вібраційний сепаратор: пат. 98184 Україна: МПК В07В 1/06, В07В 1/40. Ярошенко Л.В., Гунько І.В. № 201008392 заявл. 05.07.2010 опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8.
12. Барабашук В.И., Креденцер Б.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. Под ред. Б.П. Креденцера. К.: Техника, 1994. 200 с.
13. Берник П. С., Ярошенко Л. В. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов: Монография. Винница: ВГСХИ, 1998. 116с.
14. Берник П.С., Ярошенко Л.В. Исследование динамики вибрационных машин с тороидальным контейнером. *Вибрації в техніці та технологіях*, 1996, № 3. с. 47-53.
15. Божно А.Е., Гноевой А.В., Шлачук В.П. Пространственное вибровозбуждение. К.: Наукова думка, 1987. 192 с.
16. Василець Т.Ю., Варфоломійєв О.О., Іщенко В.С., Ковальчук С.Л., Сусла О.О. Синтез нейромережевого регулятора для електромеханічної системи з пружними зв'язками в кінематичних передачах. *Системи обробки інформації*. 2018. № 2(153). С. 7-17.
17. Вібраційна сушарка для дисперсних матеріалів: пат. 39269 Україна: МПК F26В 17/26, Ярошенко Л.В., Берник П. С. Зозуляк І.А. № 98126463; заявл. 08.12.1998; опубл. 15.06.2001, Бюл. № 5.
18. Вібраційна сушарка: пат. 121446 Україна: МПК F26В 17/30, F26В 17/26, F26В 3/22, F26В 3/36, Ярошенко Л.В. №, а 2019 03502; заявл. 08.04.2019; опубл. 25.05.2020, Бюл. № 5.
19. Вібраційна сушарка: пат. 42383 Україна: МПК F26В 17/30, F26В 3/32 Ярошенко Л.В., № 2001020887, заявл. 09.02.2001; опубл. 15.10.2001, Бюл. № 9.

20. Вібраційна сушарка: пат. 97014 Україна: МПК F26B 17/30, F26B 3/26 Ярошенко Л.В., Яремчук О.С., Омельянов М. № 201004669, заявл. 20.04.2010; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24.
21. Вібраційний змішувач з вертикальними привідним валом: пат. 73243 Україна: МПК B01F 11/00, Ярошенко Л.В., Матвійчук О. Л. 20031210905, заявл. 02.12.2003; опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6.
22. Вібраційний змішувач: 111003 C2 пат. Україна: МПК B01F 11/00 Ярошенко Л.В. № a201407029 заявл. 23.06.2014 опубл. 10.03.2016 Бюл. № 5.
23. Вібраційний змішувач: пат. 32733 Україна: МПК B01F 11/00 Ярошенко Л.В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Берник М. П., Денисов П. Д. № 98031058 заявл. 02.03.1998 опубл. 15.02.2001, Бюл. № 1.
24. Вібраційний змішувач: пат. 61166 Україна: МПК B01F 11/00 Ярошенко Л.В., Середа Л. П. № 2001086037 заявл. 31.08.2001 опубл. 17.11.2003, Бюл. № 11.
25. Вібраційний сепаратор: пат. 121007 Україна: МПК B07B 1/28, B07B 1/06, B07B 1/40, B07B 1/42. Ярошенко Л.В., Видмиш А.А. №, a2019 02339; заяв. 11.03.2019; оп. 10.03.2020, Бюл. № 5.
26. Вібраційний сепаратор: пат. 69424 Україна: МПК B07B 1/28, B07B 1/06, B07B 1/40, Ярошенко Л.В., Мамалига В. Омельянов О. №, 2001042688; заяв. 20.04.2001; опубл. 15.05.2004, Бюл. № 9.
27. Вібросито для очищення бурового розчину з регульованими параметрами коливань: пат. № 123617, Україна: МПК МПК A01D E21B 21/06, B65G 27/02, B65G 27/32, B06B 1/16, B01D 21/2, Ярошенко Л.В., Штуць А.А., Колісник М.А. a201911373 заявл. 22.11.2019,. опубл. 28.04.2021 Бюл. № 17.
28. Іскович-Лотоцький Р.Д., Матвеев І.В., Крат В.А. Машини вібраційного и виброударного действия. К.: "Техніка", 1982. 208 с.
29. Калетнік Г.М., Олійнічук С.Т., Скорук О.П., Климчук О.В., Яцковський В.І., Д.М. Токарчук, Здор І.А. Альтернативна енергетика України: особливості функціонування і перспективи розвитку: Колективна монографія/за ред. проф. Г.М. Калетніка. Вінниця: «Едельвейс і К», 2012. 250 с.

30. Керована вібраційна машина зі спіральною робочою камерою: пат. 108179 С2 Україна МПК В24В 31/073 (2006.01), В06В 1/16 Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Мокрицький Р. № а201403220 заявл. 31.03.2014 опубл. 25.03.2015 Бюл. № 6.
31. Керований віброзбуджувач для вібраційних технологічних машин з тороїдальним робочим контейнером: пат. 107870 Україна: МПК В06В 1/16, Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Мокрицький Р. № 201307414 заявл. 11.06.2013 опубл. 25.02.2015 Бюл. № 4.
32. Конічний вібраційний млин: пат. 122003 Україна: МПК В02С 19/16, В02С 2/04. Ярошенко Л.В., Видмиш А.А. №, а 2018 06219; заявл. 04.06.2018; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16.
33. Кузмичев В.Е. Законы и формулы физики. К: "Наукова думка", 1989. 864 с.
34. Омату С., Халид М., Юсоф Р. Нейроуправління і його застосування: пер. с англ. К.: ИПРЖР, 2000. 272 с.
35. Опирский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструирование и расчет. Львов: Світ, 1991. 160 с.
36. Павловский М.А. Теория гироскопов. К.: "Вища школа", 1986, 303 с.
37. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка", 2004. 248 с.
38. Пристрій для вібраційної обробки деталей кільцевого типу: пат. 20074 Україна: МПК В24В 31/00, Ярошенко Л.В., Берник П. С. Серета Л. П. №, 95125165 заявл. 06.12.1995; опубл. 25.12.1997, Бюл. №6.
39. Пристрій для вібраційної обробки деталей: пат. 32159 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Берник П. С., Горбатюк Р. М. №, 98126990 заявл. 25.12.1998; опубл. 15.12. 2000, Бюл. № 7.
40. Пристрій для вібраційної обробки деталей: пат. 77746 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Берник М.П., Голуб Ю. М., Сіденко П.В. №, 20040806497 заявл. 03.08.2004; опубл. 15.01. 2007, Бюл. № 1.
41. Пристрій для вібраційної обробки: пат. 120120 Україна: МПК В24В 31/073 Ярошенко Л.В., Омелянов О.М. №, а 201710670 заявл. 02.11.20; опубл. 10.10.2019, Бюл. № 19.

42. Пристрій для вібраційної обробки: пат. 29835 Україна: МПК В24В 31/073 Ярошенко Л.В., Берник П. С. Зозуляк І. А. №, 97074043 заявл. 30.07.1997; опубл. 15.11.2000, Бюл. № 6.
43. Пристрій для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей: пат. 72282 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Берник П. С., Писаренко В., Боковий Є. Ф. №, 2002054019 заявл. 16.05.2002; опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.
44. Пристрій для вібраційної шпindelно-планетарної обробки деталей: пат. 20139 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Берник П. С. №, 95125162 заявл. 06.12.1995; опубл. 25.12. 1997, Бюл.№6.
45. Пристрій для віброобробки деталей: пат. 29857 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Омелянов О., Романов О.М. №, 97084409 заявл. 29.08.1997; опубл. 15.11. 2000, Бюл. № 6.
46. Пристрій для вібропланетарного обробітку деталей: пат. 34707 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Серeda Л. П., Берник П. С., Парашук В. Ю. №, 99052637 заявл. 12.05.19997; опубл. 15.03. 2001, Бюл. № 2.
47. Пристрій для віброшпindelної обробки деталей: пат. 76113 Україна: МПК В24В 31/06, Ярошенко Л.В., Берник П. С., Голуб Ю. М., Писаренко В. Боковий Є. №, 2003020895 заявл. 03.02.2003; опубл. 17.07. 2006, Бюл. № 7.
48. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. Изд., 3-е. перераб. М.: Наука, 1981. 447 с.
49. Сердюк Л. И., Давыденко Ю. А., Осина Л. М. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин. *Вибрации в технике и технологиях*. 2004. № 3 (35) С.113-117.
50. Спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин: пат. 87776 Україна: МПК В65G 27/00, Ярошенко Л.В., Серeda Л. П., Чубик Р. В. №, 200803685 заявл. 24.03.2008; опубл. 10.08. 2009, Бюл. № 15.
51. Спосіб стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин: пат. 92041 Україна: МПК

- V65G 27/00, Ярошенко Л.В., Серета Л. П., Чубик Р. В. №, 200806209 заявл. 12.05.2008; опубл. 27.09. 2010, Бюл. № 18.
52. Спосіб стабілізації швидкості вертикального вібротранспортування в адаптивних вібраційних технологічних машинах: пат. 106526 Україна МПК V65G 27/24, Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. №, 201211925 заявл. 16.10.2012; опубл. 10.09. 2014, Бюл. № 17.
53. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной вибрационной и центробежной обработки насыпных деталей. Рига: Зинатне, 1993. 400с.
54. Сферичний вібраційний млин із кінематичним приводом: пат. 122008 Україна: МПК В02С 19/16, В02С 17/14. Ярошенко Л.В., Гончарук І.В., Гончарук Т.В., Рубаненко О.О. №, а 2018 07086; заявл. 23.06.2018; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16.
55. Сферичний вібраційний млин із обертовим вальцем: пат. 125768 Україна: МПК В02С 19/16, В02С 23/10, а 202003080 заявл. 22.05. 2020,. опубл. 01.06.2022 Бюл. № 22.
56. Сферичний вібраційний млин: пат. 35261 Україна: МПК В02С 19/16, Ярошенко Л.В., №, 99095074; заявл. 14.09.1999; опубл. 16.09.2002, Бюл. № 2.
57. Чернодуб А.Н., Дзюба Д.А. Обзор методов нейроруправления. *Проблеми програмування*. 2011. № 2. С. 79-94.
58. Чубик Р. В., Ярошенко Л.В. *Керовані вібраційні технологічні машини*. Монографія. Вінниця: ВНАУ, 2011. 355с. ISBN978-966-2462-35-7
59. Шаповал В.Н., Маслов В.Е., Чилгаков Н.М. Вібраційні приводи в металлообробці. К.: "Техніка", 1983. 120с.
60. Шнековий вібропланетарний змішувач: пат. 85294 Україна: МПК В01F 11/00, Ярошенко Л.В., №, 200704534; заявл. 23.04.2007; опуб. 12.01.2009, Бюл. № 1.
61. Яковенко Т. В., Сакало Е. С., Ткачєва Т. С. Исследование динамических объектов с помощью нейронных сетей. *Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних сил*. 2012. Вип. 3. С. 130-133.
62. Ярошенко Л. В. Разработка и исследование электромеханического привода для создания управляемого циркуляционного движения обрабатывающей

- среды вибрационных машин. Дис. ... канд. техн. наук. Винница: ВГСХИ, 1996. 196 с.
63. Ярошенко Л.В. Экспериментальні дослідження розподілу динамічного напору циркуляційного руху робочого середовища в тороїдальних контейнерах вібраційних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 3 (94) С. 33-44.
 64. Ярошенко Л.В. Обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів вібраційної сушарки насіння зернових та овочевих культур для дослідно-селекційних станцій. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. № 1 (96) С. 71-81.
 65. Ярошенко Л.В. Підвищення продуктивності вібраційної обробки деталей шляхом використання утилізованої енергії циркуляційного руху робочого середовища. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 1 (92) С. 56 - 66.
 66. Ярошенко Л.В., Анісімов В.Ф., Чубик Р. В. Методика розрахунку основних параметрів дебалансного привода резонансних вібраційних машин. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2010. № 6 (93) С. 80 – 86.
 67. Ярошенко Л.В., Багато-фракційний вібраційний сепаратор зі складеним вертикальними привідним валом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2006. № 1 (43) С. 155 - 157.
 68. Ярошенко Л.В., Берник П. С. Исследование динамики вибрационных машин с торовым контейнером. *Вибрации в технике и технологиях*. 1996. №3. С. 47-53.
 69. Ярошенко Л.В., Берник П. С. Исследование механизма возникновения циркуляционного движения обрабатываемой среды в тороидальных контейнерах. *Вибрации в технике и технологиях*. 1997. № 4. С. 3-14.
 70. Ярошенко Л.В., Берник П. С. Оптимизация конструктивных параметров установки для вибрационной шпиндельно-планетарной обработки деталей. *Вибрации в технике и технологиях*. 1998. № 5 С. 10-11.
 71. Ярошенко Л.В., Берник П. С., Писаренко В. Г. Построение математической модели технической системы, состоящей из тороидальной вибрационной

- машины, обрабатывающей среды и установленной на подвеске обрабатываемой детали. *Вибрации в технике и технологиях*. 2000. № 1. С. 23 - 27.
72. Ярошенко Л.В., Вібраційна шахтна сушарка. *Вибрации в технике и технологиях*. 2001. № 1 (17.) С. 44 - 46.
73. Ярошенко Л.В., Вібраційний змішувач із вертикальним привідним валом. *Вибрации в технике и технологиях*. 2001. № 2 (18.) С. 84 - 87.
74. Ярошенко Л.В., Вібропланетарний змішувач з вертикальними привідним та шнековим валами. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2007. № 4 (49) С. 92 - 95.
75. Ярошенко Л.В., Денисов П. Д., Писаренко В. В, Боковий Е. Ф. Деякі особливості проектування та виготовлення пружних підвісок вібраційних машин. *Вибрации в технике и технологиях*. 2000. № 2. С. 28 - 35.
76. Ярошенко Л.В., Комаха В. П. Вібраційний змішувач із вертикальними привідним та лопатевим валами. *Вибрации в технике и технологиях*. 2004. № 2 (34) С. 77 - 79.
77. Ярошенко Л.В., Нові сільськогосподарські вібраційні машини з вертикальним приводним валом. *Вибрации в технике и технологиях*. 2002. № 4 (25.) С. 97-105.
78. Ярошенко Л.В., Одно-привідний вібраційний дробильно-сепараторний комплекс. *Вибрации в технике и технологиях*. 2000. № 2. С. 68 - 70.
79. Ярошенко Л.В., Омельянов О.М., Омельянов М.О. Вібраційна шахтна сушарка переміжного нагрівання зі складеним вертикальним приводним валом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2010. № 1 (57) С. 127 - 130.
80. Ярошенко Л.В., Определение параметров траектории колебаний произвольной точки торового контейнера. *Вибрации в технике и технологиях*. 1998. №5. С. 61-63.
81. Ярошенко Л.В., Солоня О.В. Багато-фракційний вібраційний сепаратор з вертикальним кінематичним вібробуджувачем. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2009. № 4 (56) С. 157 - 160.

82. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Електромеханічна модель адаптивного багато фракційного вібраційного сепаратора. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. № 3 (63) С. 126 - 131.
83. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Метод керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. № 1 (50) С. 31-36.
84. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Метод стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2008. № 2 (51) С. 57 - 60.
85. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В. Тороїдальна вібромашина для об'ємної віброобразивної обробки деталей у автоматичному режимі. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2013. № 1 (69) С. 77 - 83.
86. Ярошенко Л.В., Чубик Р. В., Зрайло Н.М. Керований дебалансний віброзбуджувач для автоматизованих вібраційних машин. *Техніка енергетика транспорт АПК*. 2017. № 2 (97) С. 123 - 128.
87. Ярошенко Л.В., Чубик Р.В. Обґрунтування параметрів нейроконтролера для системи керування віброприводом адаптивних вібраційних технологічних машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2022. № 1 (104) С 44-56.
88. Ярошенко Л.В., Чубик Р.В., Деревенько І.А. Обґрунтування параметрів системи керування електромеханічним дебалансним віброприводом вібраційних машин на основі штучної нейронної мережі. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 3 (102) С. 52 - 63.
89. D'Emilia G., Marrab A., Natalea E. Use of neural networks for quick and accurate auto-tuning of PID controller. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2007. Vol. 23. P. 170 – 179.
90. Dalrymple T.O. Numerical solutions to vibroimpact via an initial value problem formulation. *J. Sound and vibr.*, 2009, 132. № 1, p. 19-32.
91. Lendaris G.G. A Retrospective on Adaptive Dynamic Programming for Control *Pro-ceedings of International Joint Conference on Neural Networks, Atlanta, USA, June 14-19, 2009*. P. 1750 – 1757.

92. Pacanowski K. Obrobka elementow mosieznuch w Wygladzarkach pojemnikowych *Zecz. Napuliwe Politechn. Swietohrzykiej Mechanika*. 1985. № 37. s. 123-132.
93. Rossiter J.A. Model-based Predictive Control: a Practical Approach *CRC Press*, 2003. 318 c.
94. Soloway D., Haley P.J. Neural Generalized Predictive Control *Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control*. 15 – 18 September 1996. P. 277 – 281.
95. Takahashi Y. Adaptive Predictive Control of Nonlinear Time-Varying System using Neural Network *Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks*. Na-goya, Japan, 25–29 October, 1993. Vol. 3. P. 1464 – 1468.
96. Venayagamoorthy G.K., Harley R.G., Wunsch D.C. Implementation of Adaptive Criticbased Neurocontrollers for Turbogenerators in a Multimachine Power System”. *IEEE Transactions on Neural Networks*. 2003. Vol. 14, Issue 5. P. 1047 - 1064.

Наукове видання

ВІБРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ МАШИНИ ІЗ
ВЕРТИКАЛЬНИМ ПРИВОДНИМ ВАЛОМ

Ярошенко Л.В.

Викладено в авторській редакції

Підписано до друку 10.01.2023.
Формат 60x84/16. Папір офсетний. Друк цифровий.
Друк. арк. 17,5. Умов. друк. арк. 16,3.
Наклад 100 прим. Зам. № 112/1.

Віддруковано з оригіналів замовника.
ФОП Корзун Д.Ю.
Свідоцтво про державну реєстрацію фізичної особи-підприємця
серія В02 № 818191 від 31.07.2002 р.

Видавець та виготовлювач ТОВ «ТВОРИ».
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції серія ДК № 6188 від 18.05.2018 р.
21034, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.
Тел.: 0 (800) 33-00-90, (096) 97-30-934, (093) 89-13-852, (098) 46-98-043.
e-mail: info@tvoru.com.ua
<http://www.tvoru.com.ua>