

**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ІВАНА ПУЛЮЯ**

На правах рукопису

ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ

УДК 621.867.42

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І
ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ**

**05.05.11 – Машини та засоби механізації сільськогосподарського
виробництва**

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

**доктор технічних наук, професор
заслужений винахідник України**

Гевко Богдан Матвійович

Тернопіль – 2017

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ.....	9
1.1. Аналіз теоретичних досліджень процесу подрібнення коренебульбоплодів	9
1.2. Аналіз конструкцій машин для очищення, миття та подрібнення коренебульбоплодів.....	13
1.3. Аналіз результатів досліджень процесу змішування	25
1.4. Аналіз моделей технологічного процесу змішування	34
1.5. Висновки і задачі досліджень.....	38
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ	40
2.1. Дослідження технологічного процесу подрібнення коренеплодів.....	40
2.2. Дослідження кінематики руху вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека.....	52
2.3. Дослідження процесу змішування кормових матеріалів	60
2.4. Визначення динамічних навантажень в елементах приводного механізму подрібнювача кормів	66
2.5. Висновки.....	82
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	84
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	84
3.2 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень	85
3.3 Програма і методика проведення експериментальних досліджень подрібнювача коренеплодів	91
3.4. Висновки.....	97

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	99
4.1. Результати експериментальних досліджень крутного моменту кормового подрібнювача при подрібненні коренеплодів.....	99
4.2. Результати експериментальних досліджень продуктивності подрібнювача-змішувача кормових коренеплодів	106
4.3. Висновки.....	113
РОЗДІЛ 5. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПОДРІБНЮВАЧІВ ТА ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.....	115
5.1. Структурний синтез агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей	115
5.2. Нові конструкції подрібнювачів та змішувачів кормів	120
5.3. Виробнича та економічна ефективність кормового подрібнювача-змішувача	132
5.4. Висновки.....	136
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	137
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	139
ДОДАТКИ.....	154

ВСТУП

Актуальність теми. Розвиток та ефективність тваринництва зумовлені рівнем реалізації системи взаємозв'язаних раціональних принципів, які охоплюють весь виробничий цикл й дозволять оцінити витрати ресурсів (кормових, трудових, економічних) та інших на одиницю продукції.

Основне завдання тваринництва полягає у постійному збільшенні обсягу виробництва харчових продуктів з метою найповнішого забезпечення потреб населення в продуктах харчування.

Україна володіє 60% Європейських чорноземів і 30% світових, тому їй необхідно інтенсивно розвивати рослинництво та його кормову базу і на цій основі розвивати економіку держави.

Тому, розвиток тваринництва, кормової бази, засобів механізації і автоматизації для приготування кормів є актуальним завданням, яке має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження, що складають основу дисертаційної роботи, виконані відповідно до Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком “Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості”. Основні положення роботи ввійшли до звіту за темою: “Енергоефективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями” (номер державної реєстрації 0112u002202), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою”.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є підвищення ефективності транспортування, подрібнення і змішування кормів з вибором раціональних технологічних, кінематичних і конструктивних параметрів подрібнювача і

змішувача кормів. Для досягнення мети поставлено і вирішено наступні задачі:

- провести аналіз відомих конструкцій подрібнювачів і змішувачів кормів та на їх основі розробити удосконалені конструкції цих пристроїв, провести синтез й методи їх проектування;
- побудувати математичну модель залежності для визначення силових, кінематичних і технологічних параметрів подрібнювачів і змішувачів кормових сумішей на основі ресурсозберігаючих технологій;
- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів подрібнювачів кормових сумішей;
- вивести аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів накопичувального бункера коренеплодів з врахуванням коефіцієнта його заповнення;
- вивести аналітичні залежності для визначення повної потужності подрібнювача із врахуванням к.к.д. привідного механізму;
- спроектувати та виготовити відповідне технологічне устаткування й провести комплекс експериментальних досліджень для визначення основних конструктивних та силових параметрів подрібнення і змішування кормів;
- розробити інженерну методику проектування технологічного оснащення для подрібнення і змішування кормів.

Об'єкт дослідження – транспортно-технологічні механізми для подрібнення і змішування кормів.

Предмет дослідження – закономірності взаємозв'язку конструктивних та технологічних параметрів процесів різання і змішування кормів.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено із використанням фундаментальних засад теоретичної механіки, опору матеріалів, методів диференціального та інтегрального числення, теорії математичного й комп'ютерного моделювання. Експериментальні дослідження проведено з використанням методу математичного планування

експерименту за галузевими й розробленими методиками на стандартизованому та спеціально сконструйованому і виготовленому обладнанні. Статистичну обробку експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше введено аналітичні залежності для визначення параметрів швидкості різання коренеплодів і продуктивності процесу з урахуванням конструктивних та технологічних параметрів;

- вперше введено аналітичні залежності для визначення повної потужності подрібнювача з урахуванням ККД привідного механізму, а також встановлено, що потужність приводу прямопропорційна швидкості різання, кількості ріжучих ножів, ширині й висоті зрізаного шару, а також коефіцієнту статичного опору різання;

- розроблено динамічну модель кормового подрібнювача, що враховує максимальні навантаження, які виникають в елементах різального апарату у перехідних процесах пуску та гальмування;

- вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, силових, динамічних та технологічних параметрів розробленого кормового подрібнювача на його функціональні й експлуатаційні показники процесу роботи.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблено та експериментально досліджено конструкцію установки для подрібнення коренеплодів та їх змішування з комбікормами. Під час дослідження технологічних процесів для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar71 і програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Дані про зміну крутного моменту та потужності двигуна в часі, отримували у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера.

Запропоновано інженерну методику для вибору раціональних параметрів установки для подрібнення і змішування кормових сумішей з врахуванням нормальних умов роботи.

Технічна новизна виконаних розробок захищена 10 деклараційними патентами України на корисні моделі. Результати досліджень частково впроваджені ПАТ “Рівнесільмаш”, окремі результати роботи впроваджені в навчальний процес за напрямом підготовки 6.100102 “Процеси машин та обладнання агропромислового виробництва” в ВП НУБІП України “Бережанський агротехнічний інститут”.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. Особистий внесок дисертанта в роботах, які виконані у співавторстві [1-11, 13-20] автору належать наступні ідеї, наукові та практичні результати: 1) розроблення та аналіз математичних моделей і залежностей [1, 4, 5, 6, 8, 11, 15]; 2) розроблення методик проектування конструкцій подрібнювачів [2, 3, 7, 9, 10, 12, 14, 16].

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: науково-практичних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя у 2012–2015 рр.; XVII науковій конференції «Матеріалознавство та машинобудування» (м. Тернопіль), Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», науково-практичній конференції у ХНТУ СГ ім. П. Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (м. Харків, 2014); у Луцькому національному технічному університеті 2013–2014 рр.(м. Луцьк).

Робота доповідалась в повному обсязі і отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2015 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 20 наукових праць, з них: 11 – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 4 – деклараційні патенти України на корисні моделі, 5 – у тезах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із _____ найменувань, з них _____ іноземною мовою та додатків. Загальний обсяг дисертації становить _____ сторінки, в тому числі _____ основного тексту, _____ рисунок і _____ таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ

1.1. Аналіз теоретичних досліджень процесу подрібнення коренебульбоплодів

Для різання коренебульбоплодів використовують різець, який має форму клина. Теорію різання металів розробив російський вчений І.Тіме, а відносно різання сільськогосподарських матеріалів (грунту, стеблових матеріалів, коренеплодів тощо) – академік В.П. Горячкін, який назвав її теорією клина.

У порівнянні з різанням стеблових кормів процес різання коренебульбоплодів проходить інакше. Це пов'язано з фізико-механічними властивостями і геометричними параметрами останніх. Процес створення стружки при входженні клина в коренебульбоплід здійснюється таким чином (рис. 1.1).

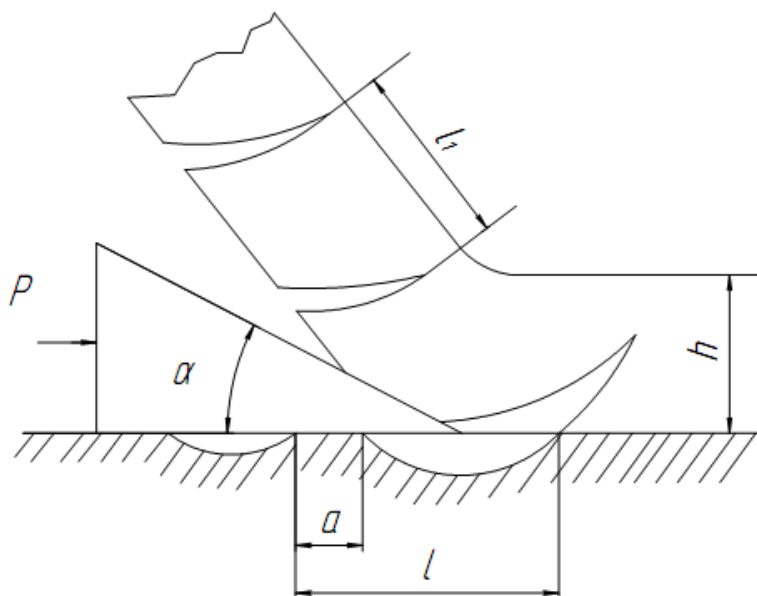


Рис. 1.1 – Розрахункова схема входження клина і утворення стружки при різанні коренебульбоплоду

У перший момент клин з кутом α входить у матеріал під дією сили P і стискає його на шляху a . У наступний момент, коли напруження в матеріалі

досягне межі, проходить сколювання стружки на довжині l , яка буде значно перевищувати відрізок стискання a . Сколювання дещо випереджає лезо клина. Спочатку проходить заглиблення леза ножа в товщу матеріалу, а потім воно йде в напрямку поверхні різання під деяким кутом, але до кінця поверхні не доходить. У цей час опір на входження клина практично зникає. Клин проходить далі відрізок l і знову входить у матеріал. Процес повторюється. Таким чином утворюється стружка із сколами. Академік В.П. Горячкін запропонував шлях a визначати за формулою:

$$a = \frac{h \cdot \cos \varphi \cdot \sin^2 \left[\left(\frac{90^\circ - \varphi}{2} \right) \right] \cdot \cos \left[\frac{(\varphi + \varphi_1 - \alpha)}{2} \right]}{\cos^3 \left[\frac{(\varphi + \varphi_1 + \alpha)}{2} \right]}, \quad (1.1)$$

де h – товщина стружки, мм;

α – кут різання, град;

φ – кут тертя матеріалу на гранях клина, град;

φ_1 – кут тертя в площині різання, град.

Оскільки сколювання стружки проходить практично без ковзання по площині сколювання, то можна вважати, що $\varphi_1 = 0$. Формула (1.1) буде мати вигляд:

$$a = \frac{0,5h \cdot \cos \varphi \cdot \cos \left[\frac{(\varphi - \alpha)}{2} \right]}{\cos^3 \left[\frac{(\varphi + \alpha)}{2} \right]}, \quad (1.2)$$

При цьому відношення a/l визначається таким чином:

$$\lambda_{cm} = \frac{a}{l} = \frac{0,5 \cdot \cos \varphi \cdot \cos \left[\frac{(\varphi - \alpha)}{2} \right]}{(0,34 + 0,026\alpha + 0,5h) \cdot \cos^3 \left[\frac{(\varphi - \alpha)}{2} \right]}, \quad (1.3)$$

Отримані формули та дослідні дані показують, що довжини a і l залежать від товщини стружки h і кута різання α , а також кута тертя ϕ і майже не залежать від швидкості різання і товщини ножа.

При різанні коренебульбоплодів використовується нормальне різання (рубання). Це пояснюється тим, що значну частину шляху в процесі різання ($l - a$) лезо взагалі не навантажене. Окрім цього, встановлення леза під деяким кутом τ призводить до ускладнення конструкції подрібнювача без особливих енергетичних переваг.

Для визначення загального зусилля різання коренебульбоплодів можна використати раціональну формулу акад. В.П. Горячкіна:

$$P = P_0 + kbh + \varepsilon bhv^2, H \quad (1.4)$$

де P_0 – деякий загальний опір, Н;

k і ε – коефіцієнти пропорційності ;

b і h – ширина і товщина стружки, м;

v – швидкість різання, м/с.

Складові формули розділяють загальний опір на три частини: деякий постійний опір, який не залежить від перерізу стружки; опору деформації матеріалу; опір, який залежить від швидкості різання і відкидання стружки. У загальному вигляді формула має вигляд:

$$P = P_0 + P_y + P_v, H \quad (1.5)$$

За даними Г.І. Новикова, опір різанню лезом P_0 залежить головним чином від механічної міцності матеріалу, параметрів ножа (товщини леза і кута різання α) і товщини стружки h .

$$P_0 = \beta \Delta L t^m \lambda, H \quad (1.6)$$

де β – коефіцієнт, який залежить від міцності матеріалу (для буряка $\beta = 10,4$, для моркви $\beta = 7,5$ і картоплі $\beta = 6,5$);

ΔL – довжина навантаженої частини леза ножа, см;

t – товщина леза ножа ($t = 0,003 \dots 0,01$ см);

m – показник ступеня (для буряка $m = 0,53$, моркви $m = 0,5$ і картоплі $m = 0,55$).

Другий член формули визначається за виразом:

$$P_g = \frac{k}{\xi} \Delta L h, \text{ Н} \quad (1.7)$$

де

$$\xi = \frac{l}{h} = 0,34 + 0,026a + 0,5h; \quad (1.8)$$

$$k = \frac{0,2k_4 \sin(\alpha + 2\varphi) \cos\left(\frac{\varphi - \alpha}{2}\right)}{\cos^5\left(\frac{\varphi + \alpha}{2}\right)} \quad (1.9)$$

де k_4 – гранична напруга сколювання (для буряка $k_4 = 9,3 \cdot 10^4$, моркви – $5,1 \cdot 10^4$ і картоплі – $3,8 \cdot 10^4$ Н/м²).

Третій член формули визначається за виразом:

$$P_v = 0,025 \Delta L v^2, \text{ Н} \quad (1.10)$$

де v – швидкість різання, Н.

В інженерних розрахунках використовують спрощену формулу для розрахунків:

$$P = \Delta L \cdot q, \text{ Н} \quad (1.11)$$

де q – середнє питоме зусилля різання ($q = 0,17 \dots 0,20$ Н/м).

Значення питомого зусилля різання для різних коренебульбоплодів різне. Воно також залежить від кута установки і товщини леза, стану робочої поверхні тощо.

Для подрібнення коренебульбоплодів використовуються ножі різної форми: плоскі з прямим і гребінчастим лезом, плоскі з криволінійним лезом і совкоподібні. Кут заточування ножів 25° . Вони виготовляються з інструментальної сталі У9 або з високовуглецевої маргацевої сталі 65Г і 70Г.

1.2 Аналіз конструкцій машин для очищення, мийки і подрібнення коренебульбоплодів

Для згодовування коренеплодів тваринам забрудненість продукту не повинна перевищувати 3% його від маси, а розмір часток основної фракції після подрібнення повинен бути для ВРХ 10...15 мм, для свиней – 7...8 мм, для птиці – мезга. Забрудненість коренебульбоплодів після збирання і зберігання складає 5% і більше. Для того, щоб підготувати коренебульбоплоди до згодовування, їх необхідно очистити і подрібнити.

Основні вимоги до машин такі:

- універсальність, здатність переробити всі види коренебульбоплодів;
- можливість регулювати розмір продукту для всіх груп споживачів;
- забезпечення якості (очистки, подрібнення) у відповідності до зоотехнічних рекомендацій;
- наявність пристроїв для видалення сторонніх домішок (камені, г'рунт тощо) без забруднення навколишнього середовища;
- хороший доступ до робочих органів для їхньої очистки, заміни і регулювання;
- можливість механізованого завантаження сировини і виявлення готової продукції, а також автоматизації процесу;
- простота конструкції, надійність і зручність в експлуатації;
- якомога менші питомі металоємність і енергоємність.

Для сухого очищення коренебульбоплодів використовують щіткові, кулачкові та шнекові машини (рисунок 1.2).

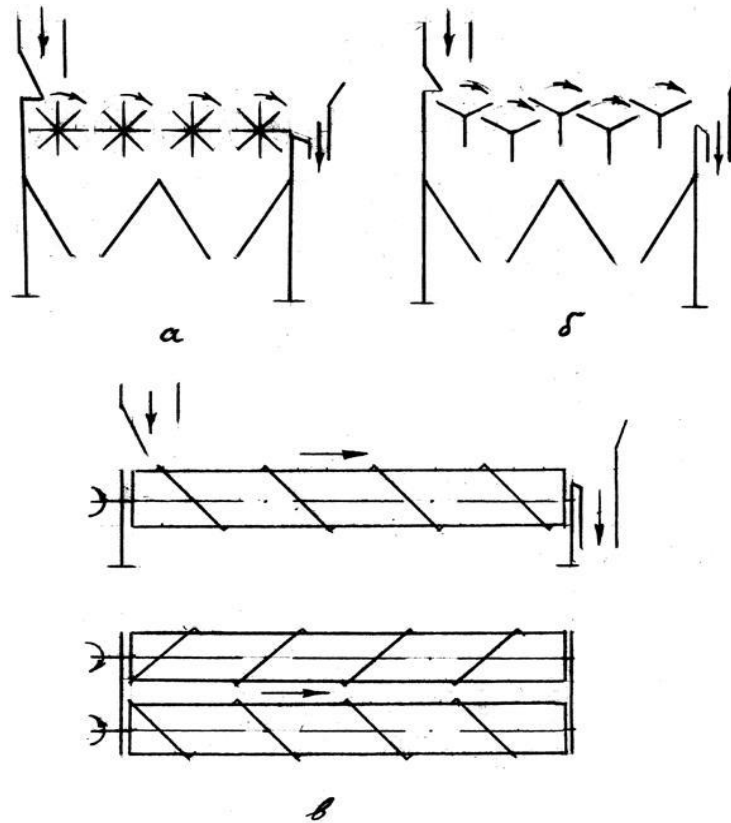


Рисунок 1.2 – Схеми машин для сухого очищення коренебульбоплодів:

а – щіткові; б – кулачкові; в – шнекові

Щітковий очисник (рисунок 1.2, а) складається з циліндричних щіток, довжина яких залежить від заданої продуктивності машини. Очищення проходить за рахунок тертя щіток, які обертаються, по бульбах з одночасним їх переміщенням до виходу з машини. Частота обертання і жорсткість щіток добирають такими, щоб забезпечити очищення і мінімізувати пошкодження бульбоплодів. Недоліком щіткового очисника є те, що для забезпечення необхідної чистоти бульбоплодів необхідно встановлювати значну кількість щіток, що, враховуючи довжину щіток, призводить до значних розмірів і маси машини. Тому щіткові очисники не набули поширення.

Кулачковий очисник (рисунок 1.2, б) складається з декількох валів з кулачками. Вали можуть розміщуватись в один або в два яруси, форма кулачків також може бути різною. Під час обертання валів кулачки діють на коренебульбоплоди, очищуючи їх і передаючи на вихід.

Шнековий очисник (рисунок 1.2 в) складається з двох або декількох пар шнеків. При обертанні шнеків коренеплоди переміщуються вздовж осі і обертаються оскільки кутова швидкість шнеків різна (при рівних діаметрах),. За рахунок тертя шнеків об коренеплід останній очищується.

Кулачкові і шнекові очисники задовільно позбавляють масу коренеплодів від вільного ґрунту, а шнекові – і від рослинних залишків (на кулачкові вали рослинні рештки частково намотуються). Ці очисники не задовольняють вимог до очистки коренеплодів при приготуванні кормів. Їх можна монтувати на комбайнах для попереднього очищення коренеплодів.

Коренебульбомийки за конструкцією робочих органів поділяються на кулачкові, барабанні, дискові та шнекові (рисунок 1.3), а за принципом роботи – неперервної та періодичної дії.

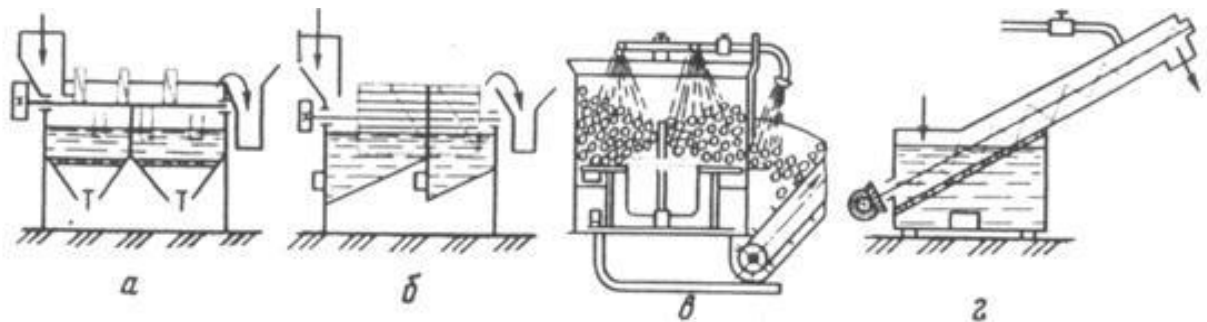


Рисунок 1.3 – Схеми коренебульбомийок:

а – кулачкові; б – барабанні; в – дискові; г – шнекові

Загальні вимоги до роботи мийок такі:

- універсальність, для мийки всіх видів коренебульбоплодів;
- висока якість миття при малих затратах води (не більше 0,4 л на 1 кг коренебульбоплодів) при високій продуктивності;
- наявність пристроїв для видалення сторонніх домішок (каміння, ґрунт тощо);
- регулювання часу перебування продукту в мийці в залежності від забрудненості;
- хороший доступ до робочих органів для їх очищення, заміни і регулювання;

– можливість повторного використання води (рециркуляція води). Кулачкова мийка (рисунок 1.3, а) складається з декількох валів з кулачками, які розміщені в ванні з водою. При обертанні валів коренебульбоплоди переміщуються у ванні до виходу, одночасно очищуються кулачками і омиваються водою. Омитий бруд осідає в нижній частині ванни і періодично видаляється.

Барабанна мийка (рисунок 1.3, б) має ванну, і горизонтально або під малим кутом розміщено барабан, частково занурений у воду. Циліндрична частина барабана виготовлена з прутків або шин, розміщених із зазором. На внутрішній поверхні циліндра розміщено гвинтову навивку. При обертанні барабана коренебульбоплоди, які потрапляють в барабан, періодично занурюються у воду, перекочуються і обтираються між собою і об стінки барабана, омиваються водою. Шнекова навивка переміщує коренебульбоплоди на вихід із мийки. Очищення ванни від бруду здійснюється аналогічно як у кулачкової мийці.

Дискова мийка (рисунок 1.3, в) має вертикальну циліндричну камеру, в нижній частині якої розміщено диск із лопатями. Над камерою встановлено розбризкувач води. Мийка працює таким чином. Коренебульбоплоди завантажуються в камеру на диск, який обертається, зверху коренебульбоплоди поливаються водою. Лопаті диска перемішують коренебульбоплоди, які обтираються і омиваються водою, а потім викидаються з камери. Мийка обладнується циркуляційною системою подачі і відстоювання води.

Шнекові мийки (рисунок 1.3, г) бувають з вертикальним і похилим шнеком. Нижня частина шнека розміщується у ванні з водою, а у верхній частині шнека монтується колектор для подачі води. Коренебульбоплоди завантажуються у ванну, де відмокають, а потім захоплюються шнеком і транспортуються вгору і омиваються водою, яка подається через колектор. Для шнекових мийок важливим є час перебування коренебульбоплодів у

ванні з водою. За цей час бруд, який є на коренебульбоплодах, повинен відмокнути, а потім у шнеку змитись водою.

Аналізуючи схеми мийок, можна зауважити, що кулачкові і барабанні мийки можна використовувати в технологічних лініях, де необхідно переробити значну кількість коренебульбоплодів (цукрові та спиртові заводи тощо). В умовах кормоцехів на фермах їх використовувати не раціонально. Більш ефективнішими є дискові і шнекові мийки, при цьому перевагу віддають шнековим, оскільки у них менші питомі металоємність і енергоємність.

Коренебельборізки за конструкцією робочих органів поділяються на дискові і барабанні (рисунок 1.4).

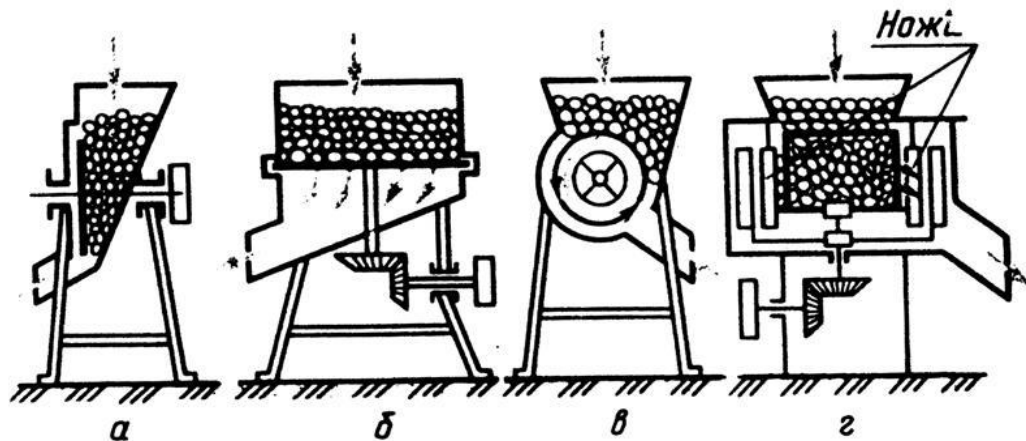


Рисунок 1.4 – Схеми подрібнювачів коренебульбоплодів:

а – дисковий вертикальний; б – дисковий горизонтальний; в – барабанний; г – відцентровий

Дискові подрібнювачі з горизонтальним (рисунок 1.4, а) і вертикальним (рисунок 1.4, б) валами прості за конструкцією і мають робочий орган у вигляді диска з прорізами, над якими встановлено ножі, які при обертанні диска зрізають стружку з коренебульбоплодів, розміщених у камері подрібнення. Недоліком схеми а є те, що під час роботи подрібнювача проходить заклинювання коренебульбоплодів між диском і протилежною стінкою камери подрібнення, що призводить до збільшення енерговитрат на

подолання тертя диска об коренебульбоплоди. Недоліком схеми рис. 1.4 б є те, що після зрізання стружка падає на дно подрібнювача, і для її видалення необхідно встановлювати викидач (диск з лопатями), або закріплювати лопаті в нижній частині диска з ножами.

Барабанний подрібнювач (рисунок 1.4, в) може бути з горизонтальним валом, на якому закріплений барабан з ножами або з похилим валом, на якому закріплено циліндричний чи конічний пустотілий барабан, на поверхні якого просічками в шаховому порядку сформовано різці. Недоліками барабанних подрібнювачів, у порівнянні з дисковими є складніша конструкція, а також те, що після відрізання стружка потрапляє у середину барабана, звідки її видаляють за рахунок нахилу барабана або його конічності. Це обмежує продуктивність подрібнювача.

Відцентровий подрібнювач (рисунок 1.4, г) має циліндричну камеру подрібнення, у нижній частині якої обертається диск з лопатями. У циліндричній частині камери є вертикальні прорізи з ножами. Під час обертання диска коренебульбоплоди відкидаються до циліндричної стінки з ножами, і з них зрізається стружка. Для вивантаження стружки під диском встановлюється викидач. Недоліком такої схеми є значні питомі металоємність і енергоємність процесу.

Зважаючи на особливості конструкцій коренебульборізок для механізації кормовиробництва на фермах доцільно використовувати дискові коренерізки з вертикальним валом (рисунок 1.4, б). В індивідуальних господарствах, де є необхідність подрібнення малої кількості коренебульбоплодів, використовують подрібнювачі перших трьох типів із ручним приводом і електроприводом. Відцентрові подрібнювачі, зважаючи на їх недоліки, майже не використовуються.

Коренерізка КП-4 (рисунок 1.5) призначена для подрібнювання коренебульбоплодів на дрібні частини і стружку. Вона відноситься до типу горизонтально-дискових машин і складається з таких основних вузлів: бункера 8, камери подрібнення 4, верхнього диска 10 з ножем, нижнього

диска з вертикальними ножами і лопатями для викидання подрібненого продукту, деки з прорізами 11, кожуха 3, рами 1 і електрообладнання.

Камера подрібнення складається з корпусу 4 і кришки 7. Збоку корпусу закріплений вивантажувальний рукав 12, а в нижній частині – флянцевий електродвигун 17. До кришки корпусу прикріплено бункер 8 з горловиною 7. Корпус і кришка з'єднані шарнірно, і в закритому положенні фіксуються двома відкидними болтами.

На вал електродвигуна надіто кільця 14, за допомогою яких регулюється відстань між нижнім диском і дном корпусу в межах 2...3мм. Для захисту від вологи на вал електродвигуна встановлено гумовий сальник.

У корпус можуть встановлюватись деки з зубцями (з прорізами) або без зубців.

Нижній і верхній диски закріплюються на валу електродвигуна спеціальним болтом 9. Загальну будову нижнього і верхнього дисків показано на рисунках 1.6, 1.7.

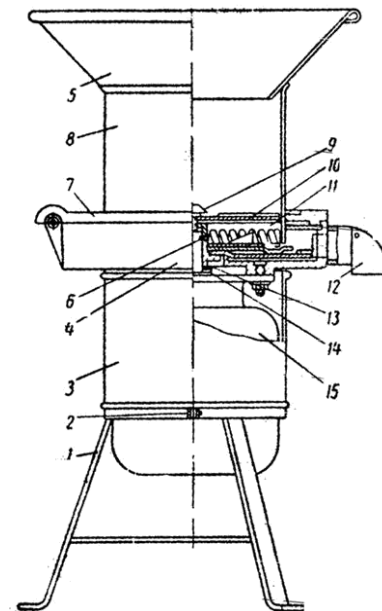


Рисунок 1.5 – Коренерізка КП-4: 1-рама; 2-стяжний болт; 3-кожух; 4-корпус камери подрібнення; 5-завантажувальна горловина; 6-штифт; 7-кришка камери подрібнення; 8-бункер; 9-спеціальний болт; 10-верхній диск; 11-дека з зубами ; 12-вивантажувальний рукав; 13-гумовий сальник; 14-регулювальні кільця; 15-електродвигун.

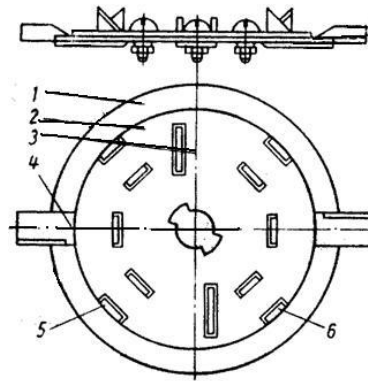


Рисунок 1.6 – Нижній диск: 1-нижній диск; 2-верхній диск; 3-внутрішня лопать; 4- зовнішня лопать; 5-ніж з внутрішнього заточкою; 6-ніж із зовнішнього заточкою.

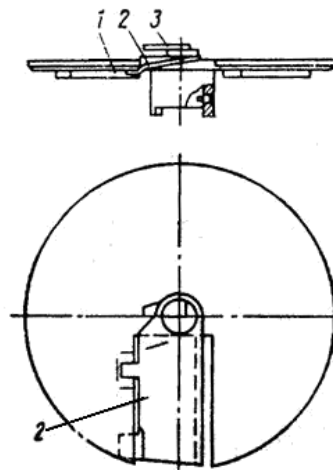


Рисунок 1.7 - Верхній диск із ножем: 1-диск; 2-змінний ніж; 3- спеціальний болт для закріплення ножа.

При подрібненні коренеплодів для великої рогатої худоби на верхній диск встановлюють змінні ножі “5” або “8” і дека без зубців і отримують частки товщиною 7...10мм або більше 10мм відповідно. При обертанні верхнього диска з ножем зрізається стружка з коренеплоду, подається на нижній диск і лопатями нижнього диска видаляється через вивантажувальний рукав назовні.

При подрібненні коренеплодів встановлюють деку із зубцями і стружка, яка падає на нижній диск, за допомогою ножів і зубчатої деки подрібнюють до часток 1...6 мм.

Подрібнювач коренеплодів ІК-Ф-10 призначений для подрібнення коренеплодів для всіх видів і вікових груп тварин, а також для переробки відходів овочів і фруктів. Використовується на малих тваринницьких фермах і селянських господарствах. Має дисковий робочий орган із чотирма ножами.

Мийка-подрібнювач ІКМ-Ф-10 (рисунок 1.8) призначений для очищення від каменів, миття і подрібнення коренебульбоплодів для свиней і великої рогатої худоби. Він використовується у потокових технологічних лініях кормоцехів із механізованою подачею коренебульбоплодів. Його можна використовувати і як самостійну машину.

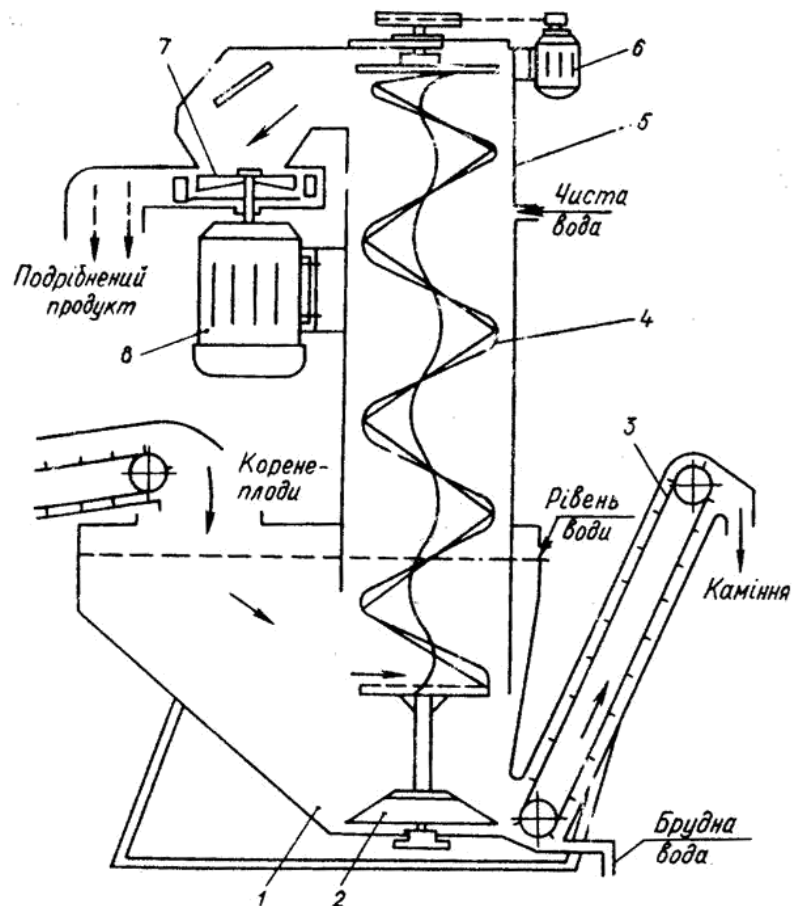


Рисунок 1.8 – Технологічна схема мийки-подрібнювача ІКМ-Ф-10:

- 1 - ванна; 2- активатор; 3- вивантажувальний транспортер для каменів;
4- шнек; 5- корпус шнека ; 6- електродвигун; 7- подрібнювач; 8-
електродвигун подрібнювача

Ванна мийки становить собою зварну конструкцію, опорою якої є рама. Верхня частина ванни закрита листом, на якому закріплено корпус шнека і

дві кришки. Одна з них має завантажувальну горловину, а інша легко знімається.

Шнекова мийка складається з шнека і кожуха, на якому встановлено водяні колектори і кроштейни для закріплення електродвигунів подрібнювача і шнека. Шнек безвальний. Він складається з гвинтової спіралі, до якої закріплені у верхній частині цапфа, а в нижній – труба, до якої прикріплені корпус підшипника з віссю. Вісь встановлена нерухомо в опорі, яка закріплена на дні ванни і забезпечує можливість натягування шнека. До фланця корпусу підшипників нижньої опори кріпиться активатор, виготовлений у вигляді зрізаного конуса.

Подрібнювач (рисунок 1.9) складається з корпусу 1 і двох дисків (верхнього 2 і нижнього 3). На верхньому диску встановлено два горизонтальні ножі 4, а на нижньому – дві вивантажувальні лопаті. Обидва диски закріплені на валу електродвигуна 10 за допомогою болта. Перехідник 6, який з'єднує вивантажувальну горловину шнека з подрібнювачем, закріплений на кришці корпусу 1. У корпусі встановлено деку 7, яка охоплює верхній диск по діаметру. Циліндрична частина деки має похилі прорізи, через які за допомогою лопатей, встановлених на нижньому диску, протискається стружка, яку отримали після подрібнення ножами верхнього диска. Відбувається допоміжне подрібнення.

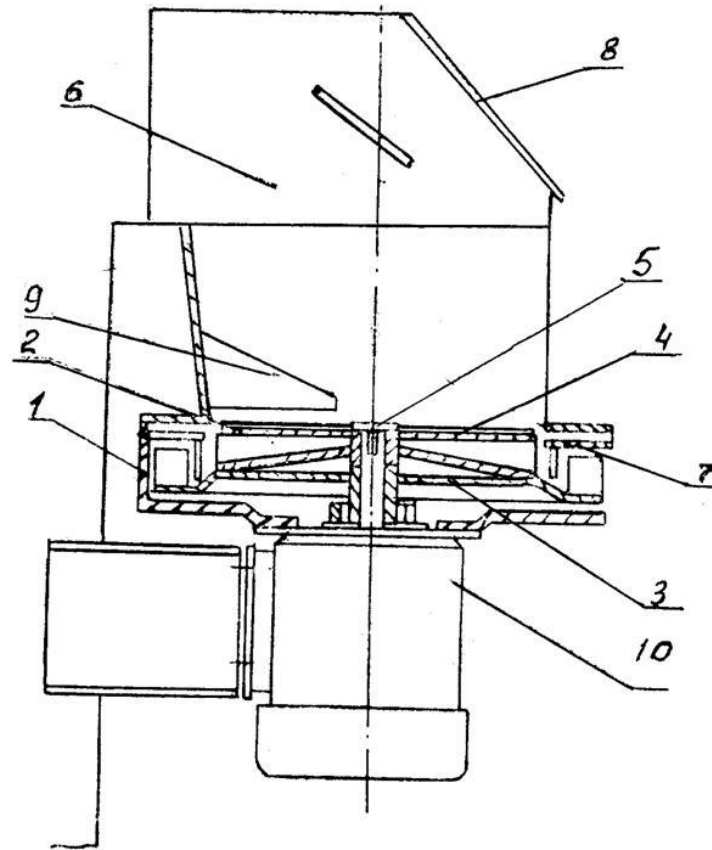


Рисунок 1.9 – Подрібнювач: 1- корпус; 2- верхній диск; 3- нижній диск із лопатями; 4- ножі; 5- болт; 6- перехідник; 7- дека; 8- кришка; 9- протириз; 10-електродвигун.

Скребковий транспортер призначений для вивантаження з ванни каменів, піску та ґрунту. Він складається з транспортера, відкидного кожуха, люка для очистки і зливу води з ванни. Привід транспортера виконується від двигун – редуктора через ланцюгову передачу, на зірочці якої вмонтований зрізний штифт для попередження перевантаження транспортера.

Технологічний процес відбувається таким чином. Завантажені в ванну коренебульбоплоди під дією збуреної активатором води перебувають у підвішеному стані, перемішуються, відмокають і, підхоплені шнеком, спрямовуються до подрібнювача. Під час підймання вони омиваються потоком води, яка подається насосом через колектори, які розміщені на корпусі шнека. У подрібнювачі коренеплоди подрібнюються двома ножами, які встановлені на верхньому диску. Для одержання дрібного подрібнення

(для свиней) продукт проходить через деку. Камені та інші важкі предмети опускаються на дно ванни і відкидаються активатором до вивантажувального транспортера.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики машин

Показники	КП-4	ІК-Ф-1	ІКМ-Ф-10
Продуктивність, т/год	4	1,5...3	10..12
Частота обертання диска–подрібнювача, хв ⁻¹ .	1440	955	465
Розміри часток подрібненого продукту мм:			
Стружка	7...10	5...10	5...15
Паста	1...6		1...10
Встановлена потужність електродвигунів, кВт	4,5	3,0	14,3
Витрати води на миття 1т коренеплодів, т	-	-	1,5
Маса, кг	157	100	940

1.3 Аналіз результатів досліджень процесу змішування

Ефективність змішування залежить від фізико-механічних властивостей складників комбікормів, тривалості процесу змішування, конструкції змішувачів, ступеня заповнення та ін. В процесі змішування одні компоненти проникають в об'єм інших і навпаки. Для забезпечення поживності комбікормів, а також запобігання отруєнню тварин, необхідно зберігати однакові пропорції вмісту складників комбікормів в будь-якому малому об'ємі, який взятий в довільній точці маси.

Механізація комбікормового виробництва наведена в працях Василенка П.М. [17, 18], Краппа Л.І. [75, 131], Погорілого Л.В. [101], Куцина Л.М. [86], Ревенка І.І. [97, 102], Омельченка А.А., Ткача Б.Д. [112], Гречкосія В.Д. [68], Поєдинка В.Ю. [48], Мартиненка В.Я. [94], Альошкіна В.Р. [3],

Завражнова А.И. [52]. Процеси взаємодії сипкого матеріалу з робочими органами описані в працях Гячева Л.В. [39], Григор'єва А.М. [36, 37], Зенкова Р.Л. [56, 57, 58], Галієва Р.Ф. [23], Гевка Б.М. [25, 26, 104], Панченка А.М. [120], Рогатинського Р.М. [139, 140], а також в [21, 87, 147, 148, 158, 189, 190]. Теоретичні дослідження механіки суцільних середовищ наведені в працях Мейза Д. [98], Жермена П. [50], Седова Л.И. [145].

Реологічні та технологічні властивості складників кормової суміші суттєво впливають на вибір режимів процесу змішування та визначають тип і параметри робочих органів кормозмішувачів. Загальні відомості про корми, їх властивості і рецептуру представлені в працях Боярського Л.Г. [14], Привало О.Є. [53], Кожарової Л.С. [66], Кошевого Е.А. [73], Петрухіна І.В. [127], Сергиенка А.І. [146], Богданова Г.А. [161], Черняєва Н.П. [177,178], Коробка Н.І. [72].

Питаннями проектування, розрахунку та підвищення надійності сільськогосподарських машин присвячені праці Босого Е.С. [165], Погорілого Л.В. [130], Летошнева М.Н. [88], Резнікова Л.А. [115], Рибачка Т.І. [138].

Вагомий внесок у формування наукових основ розробки і дослідження процесу змішування сипких матеріалів на основі методів статистичного аналізу зробили вчені: Вілденбаум С. [195], Брехман А. [183], Лацей П. [188,191], Шудзикієвич Р [185,186], Ештон М. [182], Міхаел А. [192], Данкверст П. [187], Ульріх М. [194], Віденц В. [196], Стенг К. [193] та ін.

Теоретичні залежності та загальні відомості процесу змішування наведені в працях Макарова І.І. [92], Кукти Г.М. [77-83], Кулаковського І.В. [84,85], Лінника М.К. [89], Міончинського П.М. [106], Перельмана В.Е. [125,126], Раскатової Е.А. [133,134], Кошелева А.Н. [74], Стренка Ф. [163], Фурси І.І. [172], Лобановського Г.А. [168], Гейфмана В.П. [27,169], Дідуха В.Ф. [42,144].

Під змішуванням розуміють механічний процес, внаслідок якого компоненти, які розділені, після рівномірного розподілу кожного з них в

об'ємі матеріалу, який змішується, утворюють однорідну суміш. Під час цього матеріали, які піддаються обробленню, не змінюють власних хімічних властивостей або агрегатного стану. В ідеальному випадку під час змішування повинна утворюватись суміш, в будь-якій точці якої до кожної частинки одного компонента прилягають частинки інших компонентів, що визначені заданим їх співвідношенням. В дійсності такого розміщення частинок практично не буває, оскільки на змішування впливає велика кількість факторів. Можлива нескінчена різноманітність взаємного розміщення частинок, а співвідношення компонентів в будь-яких точках буде величиною ймовірною, тому сучасні методи оцінки якості суміші базуються на методах статистичного аналізу.

В працях [74,84,92] процес змішування поділяють на три стадії:

- конвективне (переміщення груп суміжних частинок з одного місця суміші в інше ковзанням шарів);
- дифузійне (поступовий перерозподіл частинок різних компонентів крізь утворені границі їх розподілу);
- сегрегацію (зосередження частинок, які мають близькі розміри, форму, вагу в різних зонах суміші під дією гравітаційних інерційних сил).

Перші два процеси сприяють покращенню якості змішування, останній перешкоджає цьому. В перші моменти якість суміші покращується в результаті конвективного змішування інградієнти в на рівні макрооб'ємів. Змішування на рівні мікрооб'ємів починається після розподілу інгредієнтів по всьому об'єму змішувача (переважає дифузійне змішування). Тривалість дифузійного змішування залежить не лише від параметрів змішувача, але і від фізико-механічних властивостей компонентів, з яких найбільше значення мають і грануломорфологічний склад, густина, форма, стан поверхні частинок, їх вологість, сипкість. Коли ці властивості достатньо схожі, змішування відбувається інтенсивніше. Суттєві також кількість компонентів та їх співвідношення. Із збільшенням кількості компонентів суміші їх частка зменшується, процес змішування ускладнюється. Після дифузійного

змішування починається сегрегація, і подальше змішування стає недоцільним.

Н.П. Черняєв описує три механізми змішування [178]: дифузійне, що характеризується хаотичним рухом окремих частинок в обмеженому просторі, під час якого кожна частинка у випадку зіткнення з іншою частинкою, має рівні можливості відхилитись в будь-який бік по аналогії з Броунівським рухом; конвективне, в процесі якого суміжні частинки групами переміщуються з одного положення в інше; змішування зсувом, під час якого суміжні шари частинок рухаються один відносно іншого.

Для горизонтального циліндричного змішувача Н.П. Черняєв наводить рівняння Ф.К. Фішера для дифузійного змішування [178]:

$$\frac{\partial W}{\partial t} = D_0 \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} + D_z \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W}{\partial r} \right), \quad (1.12)$$

де W - густина розподілу, яка має зміст концентрації частинок;

t - час змішування, год;

D_0, D_z - коефіцієнт осьової і радіальної дифузії, оскільки дифузія відбувається як в осьовому так і в радіальному напрямку, визначальною є осьова дифузія, оскільки її швидкість нижча;

r, z - відстані в радіальному і осьовому напрямках.

Конвективне змішування реалізується в горизонтальних лопатевих і вертикальних шнекових змішувачах. Швидкість змішування залежить від частоти обертання робочого органу та інтенсивності обміну частинок.

Механізм змішування зсувом здійснюється в протитечійних стрічкових змішувачах, які мають зовнішні і внутрішні спіралі, що переміщують матеріал в протилежних напрямках.

Четвертим процесом, який відбувається в змішувачі, Н.П. Черняєв виділив-сегрегацію.

Під час змішування зернистого шару частинки піддаються дії різнонаправлених сил, а рух частинок є результируючим ефектом складання цих сил.

Лацей [191] виділив п'ять основних процесів, які відбуваються в змішувачі: утворення в масі шару площин, які ковзають одна по одній - змішування зрізуванням; переміщення груп частинок з одного положення в інше - конвективне змішування; зміна позиції одиничними частинками шару - дифузійне змішування; розсіювання одиничних частинок під впливом їх стикань або ударів зі стінкою апарату - ударне змішування; деформація і розтирання порції шару - подрібнення.

Згідно [38] процес змішування характеризується такими основними ознаками: під час змішування поверхня розділу компонентів повинна сильно збільшуватись; елементи поверхні розділу повинні бути рівномірно розподілені по всій суміші, що змішується; відносний вміст компонентів в будь-якому об'ємі повинен бути таким самим, як і у всій суміші.

В якості показника змішування найчастіше використовують коефіцієнт неоднорідності суміші v_c [9, 38, 40, 41, 74, 77, 84, 92, 95, 163, 178], який визначається за ключовим компонентом за формулою:

$$v_c = \frac{100}{x} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x)^2}{n-1}}, \quad (1.13)$$

де x - середній вміст ключового компонента в суміші, %;

x_i - вміст ключового компонента в окремії i -ій вибірці, %;

n - кількість вибірок.

Відомі оцінки суміші за допомогою лінійної v_L або об'ємної v_V ступінів неоднорідності [10], які визначають за формулами:

$$v_L = \int_0^b R_k(r_n) dr_n ; \quad v_V = 2\pi \int_0^b r_n^2 R_k(r_n) dr_n , \quad (1.14)$$

де R_k - коефіцієнт кореляції;

b - відстань на вісі абсцис для $R_k = 0$, м;

r_n - середнє значення товщини смуг (середня відстань між шарами одного і того ж компонента в суміші), $r_n = 2V/S_k$;

S_k - загальна площа поверхонь контакту між компонентами;

V - об'єм системи, м³.

Найбільш поширеним критерієм оцінки якості змішування, який зустрічається в літературі, є середнє квадратичне відхилення вмісту основного компонента у вибірках, що взяті з суміші.

В праці [38] для визначення розподілу компонентів суміші користуються коефіцієнтом варіації C_b , який визначають за формулою:

$$C_b = \frac{\sqrt{\sigma^2}}{\theta} = \frac{\sqrt{1-\theta}}{k\theta} , \quad (1.14)$$

де σ - дисперсія; $\sigma^2 = \theta(1-\theta)/k$;

k - кількість частинок в у вибірці;

θ - доля найменшого (ключового) компонента, який міститься в суміші.

В праці [178] для визначення ефективності процесу змішування E_c наводять залежність такого виду:

$$E_c = \psi \left(k_3, \frac{W_1 \dots W_{n-1}}{W_n}, \tau, n \right) , \quad (1.15)$$

де k_3 - коефіцієнт заповнення;

$W_1 \dots W_{n-1}, W_n$ - концентрація (співвідношення) компонентів в суміші

τ - час змішування, с;

n - частота обертання робочого органу, об/хв.

В літературі [103, 106] для оцінки ефективності змішування пропонується визначати ступінь однорідності θ за залежністю:

$$\theta = 1/n \sum_0^n i \quad (1.16)$$

Чим ближче величина θ до 1, тим вище однорідність суміші.

Для оцінки якості змішування І.І. Фурса пропонує кормову суміш представляти сукупністю серій [172], де серія - це кожна максимальна послідовність елементів однакового типу в будь-якій впорядкованій послідовності елементів двох типів. Після проведених ним обчислень він запропонував залежність:

$$v_c = \frac{g - z_\phi q}{g - z_p q}, \quad (1.17)$$

де g - вага вибірки, год;

q - вага одиничної частинки компонента, який контролюється;

z_ϕ і z_p - відповідно фактична і розрахункова кількість частинок індикатора в наважці g .

Для оцінки якості суміші найбільш часто використовують наступні три

фактори [163]: фактор t (розподіл Стюдента): де $t = \frac{x - P}{\sigma / \sqrt{N}}$, де P - частка
ключового компонента; фактор F (розподіл Фішера): де $F = \sigma_p^2 / \sigma_1^2$, де σ_p^2 і
 σ_1^2 - відповідно дисперсії в лабораторному і промисловому змішувачі. Цією
залежністю користуються за умови, що $\sigma_p^2 > \sigma_1^2$, оскільки при $\sigma_p^2 < \sigma_1^2$,

статистичний фактор непотрібний, тому що ступінь змішування в промисловому змішувачі вище ніж в лабораторному.

Режими змішування, які застосовуються на практиці, ґрунтуються, в основному, на експериментальних даних, які одержані для часткових випадків на конкретних змішувачах і у визначених умовах.

Згідно [84], до показників технологічних характеристик змішувачів відносять: технологічний (корисний) вміст змішувача, тобто об'єм фактичного змішування V_{ϕ} - тривалість змішування T_3 - час досягнення нижньої границі змінності статистичних характеристик якості змішування (середнього квадратичного відхилення σ та коефіцієнта неоднорідності суміші ν); продуктивність змішувача Q ; можливість пристосування змішувача до виконання спеціальних технологічних операцій (запарювання кормів, підігрів суміші, подрібнення і ін).

Конструкції і режими робочих органів змішувачів повинні виключати утворення застійних зон та сегрегацію суміші за грануломорфологічним складом.

Для змішувачів неперервної дії об'єм фактичного перемішування $V_{\phi ч}$ – величина змінна, чисельно завжди менша вмісту змішувача та місткості, яку займає корм, що знаходиться в ньому ($V_{\phi ч} < V$). Фізичний зміст цього пояснюється таким чином [77, 84]: в змішувач неперервної дії завантажують “білий” компонент 1 (рис. 1.10), а потім без розриву потоку подають “чорний” компонент 2. При неперервній подачі останнього створюються умови витіснення, а під тиском робочих органів змішувача в зоні АБ відбудеться перерозподіл частинок одного компонента в іншому. До моменту вивантаження змішування компонентів повинно завершитись. Цим визначається необхідна довжина змішувача і, відповідно, його корисний об'єм. Довжина відрізка ΔL обмежує об'єм фактичного змішування для даного змішувача і складу суміші. Крива АБ' вказує на концентрацію компонента 2 в суміші. Зона АБ (тобто ΔL) може змінюватись в залежності

від конструкції робочих органів, режимів змішування та фізико-механічних властивостей складників кормів, які змішуються.

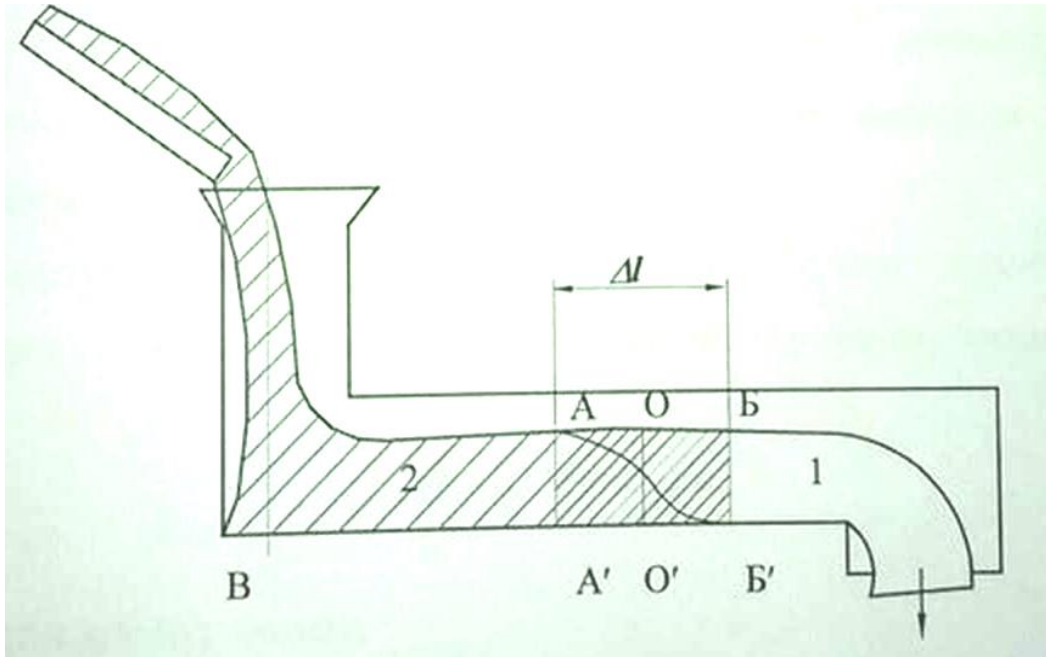


Рис.1.10. Схема перерозподілу компонента 2 в компонент 1

Якщо відомі довжина відрізка ΔL , площа поперечного перерізу кожуха змішувача F і коефіцієнт заповнення φ , то можна підрахувати $V_{\text{фн}}$. Визначити $V_{\text{фн}}$ з невеликим наближенням можна також за виразом [77, 84]:

$$V_{\text{фн}} = Q\Delta t / \rho, \quad (1.18)$$

де Q - продуктивність змішувача, т/год;

Δt - проміжок часу від початку появи контрольного компонента до максимального його значення, с;

ρ - об'ємна вага суміші, т/м³.

В змішувачах неперервної дії тривалість змішування відповідає часу перебування суміші в апараті та визначається фактичним об'ємом змішування, ступінем і характером дії робочих органів на компоненти комбікорму, що змішуються, довжиною шляху ефективної дії, станом

компонентів. Час неперервного змішування визначають за залежністю [74, 77, 84]:

$$t_3 \leq L_0 / v, \quad (1.19)$$

де L_0 - робоча довжина змішувача, при якій забезпечується змішування, м;
 v - швидкість руху суміші в поздовжньому напрямку (швидкість видачі), м/хв.

Одними з найважливіших енергосилових параметрів для кормозмішувачів є продуктивність і потужність, найбільш поширені залежності для їх визначення наведені в додатку Б.

В літературі [84, 116] зустрічається розрахунок продуктивності горизонтального лопатевого змішувача неперервної дії у такому вигляді:

$$Q = (D^2 S \omega \gamma k_3) / 8, \quad (1.20)$$

де D - зовнішній діаметр лопаті, м;

S - крок лопатей, м;

ω - кутова швидкість;

γ - об'ємна вага корму;

k_3 - коефіцієнт заповнення місткості ($k_3 = 0,3$).

Кутову швидкість лопатей знаходять з умови, що відцентрова сила $m\omega^2 R_L$ (R_L - найбільший радіус обертання лопаті), яка діє на частинку, не перевищує цієї частинки, інакше вона зійде з лопаті і усунеться з активного процесу змішування [84]. Для $m\omega^2 R_L \leq mg$ критична (максимально допустима) кутова швидкість лопатей змішувача буде $\omega_{кр} = \sqrt{g / R_L}$.

1.4 Моделювання технологічного процесу змішування

В процесі проектування нових конструкцій змішувачів використовують фізичне та математичне моделювання. На практиці частіше застосовують фізичне моделювання. Воно полягає в тому, що для дослідження процесу змішування у створюваному промисловому змішувачі, дослідження здійснюють на дослідних зразках. Основними результатами цих досліджень є: визначення оптимального режиму роботи і геометричних параметрів робочих органів змішувача, кінцевої однорідності суміші, часу необхідного для одержання цієї однорідності.

Структура математичної моделі змішувача визначається характером переміщення частинок компонентів, які змішуються у внутрішньому його об'ємі, тобто механікою потоку сипкої маси. Моделі середовищ створюють для прогнозування показників руху в залежності від параметрів впливу (додаток Б). Складність моделі, як правило, залежить від того, скільки показників руху необхідно визначити та з якою точністю.

Ю.І. Макаров виділив п'ять типових математичних моделей структури потоку матеріалу [92]: моделі ідеального витіснення та ідеального змішування, дифузійна модель, коміркова модель і комбіновані моделі.

Модель ідеального витіснення передбачає поршневе переміщення матеріалу вздовж апарату без перемішування частинок в напрямку цього переміщення. В перпендикулярному до руху напрямку, компоненти матеріалу вважаються рівномірно розподіленими. Рівняння цієї моделі записують у вигляді:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -W \frac{\partial c}{\partial x}, \quad (1.21)$$

де c - концентрація ключового компонента, %;

t - час, с;

W - лінійна швидкість потоку, м/хв;

x - координата.

Ця модель не передбачає перемішування частинок, тому для опису процесу змішування компонентів, які інертні по відношенню один до одного, вона не може бути застосована.

Модель ідеального змішування використовується для тих потоків, в яких змішуючі частинки матеріалу практично миттєво рівномірно розподіляються його об'ємі, і записується рівнянням:

$$dc/dt = Q(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}})/V, \quad (1.21)$$

де V - внутрішній об'єм змішувача, через який протікає потік;

Q - об'ємна швидкість подачі матеріалу в змішувач.

Змішувач, в якому існує потік матеріалу, що описується моделлю ідеального змішування, є ідеальним, в ньому значення коефіцієнта неоднорідності суміші і час змішування рівні нулю.

Дифузійна модель відповідає потоку з поршнеvim рухом матеріалу, ускладненим поздовжнім або поперечним, а інколи обома одночасно перемішуванням частинок, які підпорядковуються закону дифузії. Для поздовжнього перемішування дифузійна (однопараметрична) модель описується рівнянням:

$$\frac{dc}{dt} = -W \frac{dc}{dx} + D_L \frac{d^2c}{dx^2}, \quad (1.22)$$

де D_L - коефіцієнт поздовжнього перемішування.

Двопараметрична дифузійна модель, яка включає одночасно поздовжнє та поперечне перемішування частинок, опишеться рівнянням:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -W \frac{\partial c}{\partial x} + D_L \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{D_R}{R} \cdot \frac{\partial c}{\partial t} \left(R \frac{\partial c}{\partial R} \right), \quad (1.23)$$

де D_R - коефіцієнт поперечного перемішування, м;

R - радіус поперечного перерізу змішувача, м.

Дифузійною моделлю можна описати процес змішування в більшості змішувачів. Однак для розв'язку рівняння цієї моделі необхідно знати величини D_R і D_L . Зазвичай їх значення знаходять експериментально на дослідних зразках змішувача, що значно знижує цінність цієї моделі.

Коміркова модель передбачає, що потік матеріалу послідовно проходить через декілька комірок, на які розбитий весь об'єм змішувача, і що в межах кожної комірки частинки матеріалу ідеально перемішуються. Вона описується m -ою кількістю лінійних диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\frac{1}{m} \cdot \frac{dc}{dt} = \tau_n (C_{i-1} - C_i), \quad (1.24)$$

де $i = 1, 2, \dots, m$;

m - кількість комірок;

τ_n - середній час перебування частинок в комірках від першої до $(i-1)$ -ої.

Коміркова модель використовується для опису процесу змішування сипких матеріалів в змішувачах неперервної дії та в змішувачах періодичної дії з яскраво вираженою внутрішньою циркуляцією матеріалу у замкненому контурі.

Комбіновані моделі використовують для змішувачів, в яких є циркуляційні потоки, застійні зони. При цьому змішувач розділяють на окремі ділянки, що з'єднані потоком матеріалу послідовно або паралельно, в яких спостерігається різноманітні структури руху частинок: зона з потоком ідеального витіснення, зона з потоком ідеального змішування і зона з дифузійним змішуванням частинок. Рівняння комбінованої моделі є

комбінацією з рівнянь для моделей окремих зон, складеної з урахуванням послідовності і способу з'єднання зон потоком матеріалу. Недоліком комбінованої моделі є те, що одержуються складні рівняння моделі, а саме моделювання значно ускладнюється.

Закономірні і випадкові коливання матеріальних потоків окремих компонентів створюють певні умови їх перемішування в змішувачах. Ще іоужливі коливання якості компонентів в потоці, які викликані появою в них домішок або окремих об'ємів з нестандартною вологістю.

Що стосується згладжуючої здатності, то будь-який змішувач неперервної дії можна розглядати як перетворювач сигналів, внаслідок дії якого подана в нього функція $x(i)$ перетворюється в іншу функцію $y(i)$, що фіксується на виході. Це записується у вигляді [92]:

$$y(t) = A[x(t)], \quad (1.25)$$

де A - деяке перетворення.

Іншою формою запису лінійних диференціальних рівнянь є запис за допомогою передаточної функції, тоді рівняння (1.4) прийме вигляд:

$$y(t) = W(p)x(t), \quad (1.26)$$

де $W(p)$ - передаточна функція, рівна відношенню зображень Лапласа вихідного і вхідного сигналів за нульових початкових умов.

В загальному вигляді передаточна функція:

$$W(p) = \frac{k_1 + k_2 p + k_3 p^2}{T_1^2 p^2 + T_1 p + 1}, \quad (1.27)$$

де k_1, k_2, k_3 - коефіцієнти передачі;

$p = d/dt$ - символ диференціювання за часом;

T_1, T_2 - постійні часу.

Завдяки власній інерційності, змішувачі неперервної дії мають здатність згладжувати вхідні сигнали.

Згідно [92] кореляційну функцію вихідного потоку, який подається більшістю промислових дозаторів, після виділення періодичних складових можна представити у вигляді:

$$k_x(\tau) = \sigma_x^2(t) \exp\left(-\frac{\tau}{T}\right), \quad (1.28)$$

Якщо реальний змішувач замінити еквівалентною кількістю комірок ідеального змішування, то для n - коміркової моделі змішувача з різним часом присутності матеріалу в кожній з n - комірок $t_1 \neq t_2 \neq \dots \neq t_n$ дисперсія вихідного сигналу $D_y(t)$ буде мати вигляд:

$$D_y(t) = \frac{T\sigma^2(t)}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{d\omega}{(1+t_1^2\omega^2)(1+t_2^2\omega^2)\dots(1+t_n^2\omega^2)(1+T^2\omega^2)}. \quad (1.29)$$

1.5. Висновки і завдання досліджень

Проаналізувавши сучасний стан та рівень забезпечення господарства технікою для приготування кормів, а також вивчивши конструктивні особливості машин для подрібнення і змішування кормів для тваринництва та дослідження, що стосуються цих процесів, можна зробити такі висновки:

- за всією різноманітністю конструктивних рішень робочих органів подрібнюючих і змішуючих машин вони потребують подальшого вирішення. Це дасть можливість встановити раціональні конструктивно-технологічні параметри апаратів різання і змішування кормів на основі ресурсозберігаючих технологій і покращення якості кормів;ї

- недостатньо повно розкриті механіки процесів подрібнення і змішування кормів різними робочими органами;

- недостатньо висока якість подрібнення і змішування кормів у відомих конструкціях подрібнювачів і змішувачів;

- високі енерговитрати подрібнення і змішування;
- відсутні наукові основи проектування технологічних процесів подрібнення і змішування.

На підставі проведеного аналізу технологічних процесів подрібнення і змішування кормів, виявлених недоліків поставлені наступні питання дослідження:

- розробити технологічну схему подрібнювача і змішування позбавлену вищевказаних недоліків;
- теоретично та експериментально обґрунтувати конструктивні і технологічні параметри скребкового подрібнювача-змішувача за умови підвищення продуктивності праці і якісних параметрів його функціонування;
- розробити механіко-математичну модель процесу подрібнення кормових коренеплодів;
- встановити залежність параметрів технологічного процесу подрібнення і змішування кормів від конструктивно-технологічних параметрів технологічного оснащення;
- провести комплекс експериментальних досліджень для визначення якості контрольного компонента суміші, її коефіцієнта неоднорідності та провести статистичну обробку експериментів із побудовою регресійних залежностей.
- розробити інженерну методику проектування подрібнювача-змішувача на основі ресурсозберігаючих технологій.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ

2.1 Дослідження технологічного процесу подрібнення коренеплодів

Установка для подрібнення і змішування кормів (рис.2.1) виконана у вигляді рами 1 на якій кріпляться всі механізми і робочі органи. В нижній частині установки на рамі 1 жорстко встановлено жолоб 2 в який встановлено гвинтовий робочий орган 3, з валом 4 з можливістю кругового повертання. З лівого краю установки на рамі жорстко встановлено електродвигун 5 з муфтою (на кресленні не показано), яка з'єднує приводний вал двигуна з валом 4. Над жолобом 2 з лівої сторони встановлено ланцюговий багаторядний подрібнюючий конвеєр 6 з ведучим 7 і веденим зубчатими шківками 8, в яких до ланок ланцюгів через крок жорстко закріплені окремі подрібнюючі ножі 9 довжиною рівною ширині конвеєра з можливістю згинання при їх русі по шківках 7 і 8. Встановлення подрібнюючих ножів 9 через крок забезпечить вільне просипання подрібнюючого корму в жолоб 2. Рівномірно по довжині сусідніх ножів 9 в шахматному порядку виконані півкруглі ріжучі конічні елементи 10 з наскрізними вікнами 11, які нахилені в сторону руху ріжучих ножів 9. Крім цього на опорній стінці корпусу 12 подрібнюючого конвеєра в зоні подрібнення корму, яка встановлена співвісно до робочих ножів 9 конвеєра під кутом меншим від твірної рухомої ріжучої вітки конвеєра до горизонту. На шарнірах 13 знизу в зоні між рухомими і нерухомими ріжучими елементами ножі за допомогою регульовального механізму 14 встановлені аналогічні ріжучі конічні елементи 15 з наскрізними вікнами 11 в шахматному порядку з нахилом в протилежну сторону з можливістю двохстороннього подрібнення корму. При цьому між опорною стінкою 12 корпусу зони подрібнення корму і твірною рухомою подрібнюючою конвеєра 6 утворена умовна трапеція АВСД в якій верхня основа ВС є більшою ніжньої АД за умови збільшення ВС за

допомогою регулювального механізму 14, який жорстко закріплений на задній стінці 16.

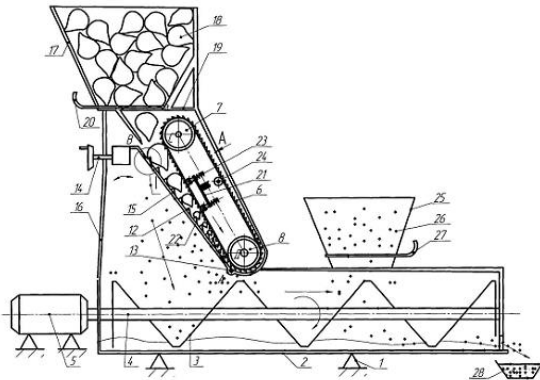


Рис. 2.1. Установа для подрібнення і змішування кормів

Крім цього бункер 17 з кормовими буряками 18 жорстко встановлено на корпусі 19 подрібнюючого конвеєра. Регулювання подачі кормових буряків 18 здійснюється шибером 20. Натягування ланцюгів 6 з подрібнюючими ножами 9 здійснюється з середини конвеєра за допомогою натяжного пристрою 21 з роликками 22 і пружинами 23. Крім цього, протилежна вітка ланцюгового конвеєра 6 підтримується від прогину роликком 24 відомої конструкції.

Крім цього для вільної подачі подрібнюючого корму з зони подрібнення здійснюється через вікно в нижній частині корпусу 12, яке на кресленні не показано.

Робота установки для подрібнення і змішування корму здійснюється наступним чином. Кормові буряки 18 з бункера 17 під власною вагою поступають в зону подрібнення при відповідному положенні шибера 20. Включається електродвигун 5 і за допомогою рукоятки 14 виставляють у відповідне положення опорну стінку 12 корпусу в залежності від розмірів буряків 18 і при роботі подрібнюючого конвеєра 6 здійснюється їх подрібнення, маса яких поступає у жолоб 2 куди поступає сипкий корм 26 з бункера 25 і за допомогою шнека 3 змішується і поступає в ємність 27 де його відповідно використовують.

В разі потреби з правої сторони від бункера 25 можна встановлювати бункер для подачі в зону змішування мікродобавок.

До переваг установки - розширені технологічні можливості і підвищена продуктивність праці, конструкція якої відпрацьована на технологічність.

За рахунок наявності ріжучих кромки на поверхні рухомого транспортера конвеєра та опорній поверхні відбувається подрібнення коренебульбоплодів одночасно з двох сторін з відкиданням стружки у зону під опорною стінкою та в зону транспортера конвеєра. Переміщення сировини відбувається за рахунок притискання стрічки конвеєра та під дією сили ваги. Одночасна дія цих сил, а також наявність нерівностей на поверхні конвеєра сприяють переміщенню та подрібненню коренів. Різання коренебульбоплодів відбувається одночасно багатьма ріжучими лезами, розміщеними як на поверхні транспортера, так і на опорній стінці. Зусилля різання одним лезом може бути виражене за формулою, запропонованою акад. В.П.Горячкіним [2]:

$$P = P_0 + Kbh + \varepsilon bhV^2, \quad (2.1)$$

де P_0 - постійний опір різанню, який залежить від фізико-механічних властивостей коренеплодів, гостроти і геометрії ріжучого леза, товщини стружки;

K - питомий коефіцієнт опору різанню;

ε - коефіцієнт швидкісного опору;

b і h - ширина і товщина зрізаного шару, відповідно м.;

V - швидкість різання, м/хв..

На рис. 2.2 представлена схема форми різального елемента

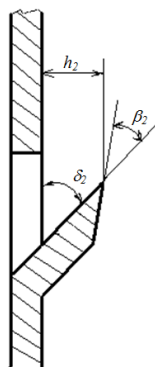


Рис. 2.2 Форма різального елемента

При відносно малих швидкостях різання, коли стружка не відлітає вбік від ріжучого леза, а легко відходить під власною вагою, останнім доданком, що характеризує інерційні та в'язкі сили, можна знехтувати.

У цьому випадку сила різання (2.1) є практично сталою величиною, що визначається конструкцією різального леза. Важливу роль в її значенні грають геометричні параметри леза - кут заточування, передній та задній кути різальної поверхні, радіус заокруглення різальної кромки заточеного леза. Геометрія зрізаного шару (b і h) визначається шириною леза, виступом різальної кромки відносно опорної поверхні і кутом його установки у напрямку різання та є практично незмінною для використовуваного інструменту. При зміні геометрії леза подрібнювача буде змінена структура стружки коренеплоду, її розміри і, відповідно, зміниться зусилля різання.

Швидкість різання ножами опорної поверхні V_1 та полотном конвеєра V_2 залежить від переміщення коренеплоду по опорній поверхні. У випадку $V_1 = 0$ коренеплід зупинятиметься на цій поверхні, заклинивши у її ножах. Для переміщення коренеплодів по поверхні необхідно, щоб сумарна сила різання ножів стрічки конвеєра незначно перевищувала аналогічну силу різання ножів опорної поверхні. У цьому випадку коренеплід просуватиметься вниз під дією сил різання ножів стрічки конвеєра та сили власної ваги і ваги коренеплодів, що знаходяться вище. В середньому можна вважати, що швидкості різання коренеплодів визначають за таким залежностям:

$$\begin{aligned} V_1 + V_2 &= V; \\ V_1 \approx V_2 &\approx \frac{V}{2}; \end{aligned} \quad (2.3)$$

де V - швидкість руху стрічки конвеєра, м/с.

Зусилля різання всіма ножами опорної поверхні, з врахуванням коефіцієнту використання ріжучих кромки λ_k , дорівнює:

$$P_1 = \lambda_k N_1 (P_{01} + K_1 b_1 h_1 + \varepsilon b_1 h_1 V_1^2). \quad (2.4)$$

Аналогічно, зусилля різання ножами конвеєра визначається формулою:

$$P_2 = \lambda_k N_2 (P_{20} + K_2 b_2 h_2 + \varepsilon b_2 h_2 V_2^2). \quad (2.5)$$

Як було зазначено вище, для нормального процесу подрібнення важливо, щоб коренеплід рухався відносно обох різальних кромок з приблизно однаковою швидкістю, рівною половині швидкості рухомої частини стрічки конвеєра (2.3). З цією метою необхідно забезпечити умову

$$P_2 + m_k g \sin \alpha + F_2 > P_1 + F_1, \quad (2.6)$$

де m_k - маса коренеплодів у бункері, кг,т;

α - кут нахилу опорної поверхні до горизонту, град.;

F_1 - сумарна сила тертя коренеплодів по опорній поверхні, Н;

F_2 - сумарна сила тертя коренеплодів по поверхні конвеєра, Н.

Умова (2.6) передбачає переважне зусилля у напрямку руху стрічки конвеєра. Невиконання умови (2.6) призведе до заклинювання коренеплодів на опорній поверхні та унеможливить рух по ній. З цією метою необхідно здійснити відповідні конструктивні заходи для забезпечення виконання умови руху та різання коренеплодів (2.6).

Сили тертя коренеплодів з елементами конструкції подрібнювача залежать від багатьох факторів - матеріалу конструкції, кута нахилу опорної поверхні, умов змащування соком подрібнених коренів, кута розхилу бункера, форми ріжучих кромок тощо.

Аналіз виразів (2.4) і (2.5) показує, що для збільшення сили різання P_2 необхідно збільшити кількість різальних кромок на полотні конвеєра, а також, збільшити ширину та товщину зрізаного шару коренеплода. Якщо кількість елементів для різання визначається конструкцією транспортера, то ширина та особливо товщина зрізаного шару може бути суттєво збільшена конструктивними заходами. Також важливою є залежність коефіцієнта K_2 від форми та загостреності кромки різального леза.

Значне збільшення зусилля різання P_2 також є недоцільним, внаслідок заклинювання коренеплодів на поверхні транспортера конвеєра. Однак, у цьому випадку, процес різання відбуватиметься за рахунок звуження бункера.

Оптимальним є певний баланс зусиль різання і тертя на обох поверхнях, що задовільняє умову (2.6) та сприяє подрібненню й просуванню сировини вздовж опорної поверхні бункера.

Зусилля різання бурякових коренів розглянуто в [3]. У дослідженнях Г.І. Новікова показано, що коефіцієнти сили різання у формулі (2.1) можна визначити:

$$P_0 = B_0 L_0 \delta^m e_0, \quad (2.7)$$

де B_0 – коефіцієнт, що залежить від механічної міцності матеріалу (для буряка – 10,4);

L_0 – довжина частини леза, що бере участь в різанні, м;

$\delta = 2r_k \cos \frac{\beta}{2}$ – гострота леза ножа, визначається радіусом заокруглення різальної кромки r_k та кутом заточування інструменту β ;

m – показник степені (для буряків – 0,53);

e_0 – відношення величини шляху стискування h_{cm} до довжини елемента стружки l (рис. 2.3).

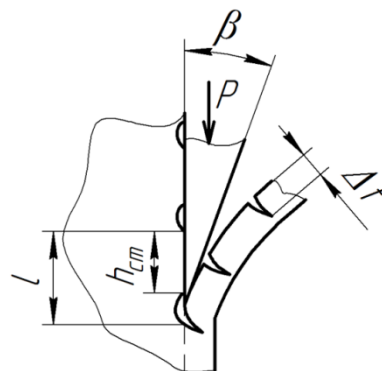


Рис. 2.3. Схема утворення стружки.

Важливим фактором правильного проходження процесу подрібнення коренів є оптимальне значення кута розхилу бункера γ (рис. 2.1). При малому його значенні та відомій довжині стрічки конвеєра вхідний отвір виявиться замалим для розміщення кореня, або вихідний отвір буде зavelиким і подрібнення не відбуватиметься повністю. Якщо ж кут розхилу бункера γ буде занадто великим, подрібнення відбуватиметься лише у зоні, близькій до вихідного отвору, що суттєво зменшуватиме продуктивність подрібнювача. Оптимальним з точки зору підвищення продуктивності подрібнення коренів, на нашу думку, є така конструкція бункера, у якому коренеплід, що потрапив до бункера, повністю був би подрібнений, рухаючись зі швидкістю $\frac{V}{2}$ вздовж опорної поверхні. Умовою такого подріблення є рівність об'єму (маси) стружки, зрізаної із коренеплода, зменшенню ефективного об'єму бункера (з урахуванням коефіцієнта λ_k).

Розглянемо рис. 2.4, на якому схематично зображено геометричні параметри бункера та пов'язана з ним система координат. Об'єм бункера, в залежності від координати x , обмеженої нерівністю $0 \leq x \leq L$, записується залежністю, що випливає з відомої формули площі трапеції, якою є бічний вигляд бункера

$$v(x) = B \left(a_1 + \frac{x}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) x, \quad (2.9)$$

а повний корисний об'єм бункера

$$v(L) = \lambda_b B \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) L, \quad (2.10)$$

де B - ширина бункера, наближено рівна ширині різальної стрічки транспортера конвеєра, м;

λ_b - коефіцієнт використання об'єму бункера - відношення об'єму коренеплодів до об'єму бункера.

Розмір вихідного отвору бункера a_1 є конструктивним параметром і вибирається із умови мінімального розміру залишку коренеплоду, який допускається у процесі подрібнення.

За час переміщення коренеплоду в бункері із швидкістю $\frac{V}{2}$, об'єм зрізаної частини і корисний об'єм бункера повинні бути рівні

$$\frac{2\lambda_k L}{V}(N_1 b_1 h_1 V_1 + N_2 b_2 h_2 V_2) = \lambda_b B \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) L.$$

Або, враховуючи (2.3),

$$\lambda_k (N_1 b_1 h_1 + N_2 b_2 h_2) = \lambda_b B \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (2.11)$$

Звідси визначаємо необхідний кут розхилу бункера γ

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{2}{BL} \left[\frac{\lambda_k}{\lambda_b} (N_1 b_1 h_1 + N_2 b_2 h_2) - B a_1 \right] \right\}. \quad (2.12)$$

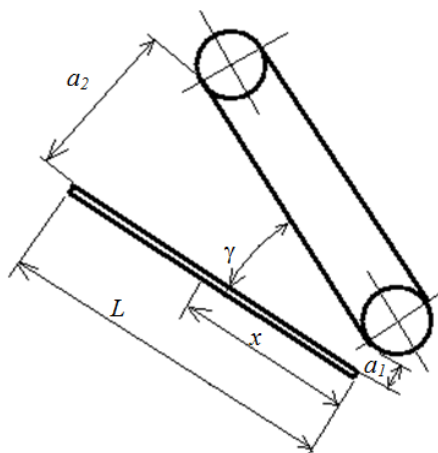


Рис.2.4. Схема бункера.

З рис. 2.4 видно, що знаменник виразу (2.12) визначає площу опорної поверхні, а тому співвідношення $\sigma_1 = \frac{N_1}{BL}$ та $\sigma_2 = \frac{N_2}{BL}$ характеризують питому густину ріжучих елементів, відповідно, на опорній поверхні та на стрічці транспортера. З врахуванням цього, вираз (2.12) можна записати у вигляді

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left\{ 2 \left[\frac{\lambda_k}{\lambda_b} (\sigma_1 b_1 h_1 + \sigma_2 b_2 h_2) - \frac{a_1}{L} \right] \right\}. \quad (2.13)$$

Обчислене значення кута розхилу бункера γ визначається конструктивними параметрами пристрою та розмірами отворів для проходження стружки. Невідповідність кута розхилу бункера γ виразу (2.13) призводитиме до зменшення продуктивності роботи подрібнювача.

Розмір вхідного отвору бункера, як слідує з рис. 2.4.:

$$a_2 = a_1 + L \operatorname{tg} \gamma. \quad (2.14)$$

Це значення слід обирати із розрахунку його відповідності максимальному розміру головки коренеплоду для його вільного проникнення у бункер подрібнювача. На практиці цей розмір встановлюють дещо більшим через можливість заклинювання сировини. Наявність кількох менших за розміром коренеплодів не впливає суттєво на процес подрібнення внаслідок їх стискання нахиленим конвеєром до розмірів, необхідних для подрібнення в поточному місці бункера.

Обчислимо раціональний кут розкривання, розхилу бункера γ , обравши наступні його конструктивні параметри: $b_1 = b_2 = 5 \text{ мм}$, $h_1 = h_2 = 3 \text{ мм}$, $\sigma_1 = 5000 \text{ шт/м}^2$, $\sigma_2 = 2000 \text{ шт/м}^2$, $\lambda_k = 0,7$, $\lambda_b = 0,5$, $a_1 = 20 \text{ мм}$, $L = 1 \text{ м}$, $B = 0,7 \text{ м}$.

Підставивши вказані величини у вираз (2.13), отримаємо $\gamma = 14,25^\circ$. При цьому розрахункова величина вхідного отвору $a_2 = 0,274 \text{ м}$.

Отримане значення кута розкриву бункера γ гарантує продуктивність процесу подрібнення, що визначається із виразу (2.11), розділивши масу коренеплодів у корисному об'ємі бункера на час просування коренеплодів зі швидкістю V_1 вздовж опорної поверхні довжиною L

$$M = \frac{\lambda_b \rho B V}{2L} \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (2.15)$$

Підставивши вищезазначені числові характеристики бункера та враховуючи, що густина коренеплоду $\rho = 1060 \text{ кг/м}^3$, визначимо

продуктивність процесу подрібнення $M = 27,3 \text{ кг/с}$. Звичайно, отримане значення продуктивності є максимально досяжним при оптимальному завантаженні бункера. Реальні характеристики процесу матимуть дещо нижчі показники.

Значний інтерес становить обчислення потужності приводного механізму, необхідного для забезпечення вказаної його продуктивності та питомої енергії подрібнення.

Потужність, що витрачається на процес різання коренеплодів, визначається сумою добутків відповідних сил різання та тертя на швидкість різання

$$W = (P_1 + F_1)V_1 + (P_2 + F_2)V_2. \quad (2.16)$$

Відповідно, повна потужність приводу, з урахуванням К.К.Д. приводного механізму η , запишеться у виді

$$W_m = \frac{1}{\eta} \left\{ \frac{\lambda_k V}{2} \left[N_1 (P_{01} + K_1 b_1 h_1 + \varepsilon b_1 h_1 V_1^2) + N_2 (P_{02} + K_2 b_2 h_2 + \varepsilon b_2 h_2 V_2^2) \right] + \frac{V}{2} (F_1 + F_2) \right\} \quad (2.17)$$

Прийнявши попередні числові величини, що застосовувались при силовому розрахунку, а також вважаючи, що сили тертя суттєво не збільшують необхідну потужність приводу внаслідок достатнього змащування поверхні соком коренеплоду, обчислимо необхідну потужність приводного механізму без врахування сил тертя.

Зусилля на одному лезі опорної поверхні, становить $P = 4,8 \text{ Н}$, кількість лез $N_1 = \sigma_1 BL = 3500 \text{ шт}$. Сумарне зусилля $P_1 = \lambda_k P N_1 = 11,76 \text{ кН}$.

Відповідна потужність приводу з врахуванням ККД $\eta = 0,8$ становитиме

$$W_m = 14,7 \text{ кВт}.$$

Розрахункова питома енергія подрібнення коренеплодів, з врахуванням максимальної продуктивності, становитиме:

$$\frac{W_m}{M} = 0,538 \text{ кДж/кг.}$$

Проаналізуємо залежність основних характеристик процесу подрібнення від конструктивних параметрів бункера.

Одним із основних параметрів бункера є кут його розхилу γ , який характеризує об'єм матеріалу, що може бути оброблений в ньому. Обчислення за формулою (2.13) ілюструються на рис. 2.5. Видно, що збільшення кількості отворів (густини встановлення ріжучих елементів) пропорційно впливає на збільшення кута розхилу бункера і, відповідно, на збільшення продуктивності процесу подрібнення.

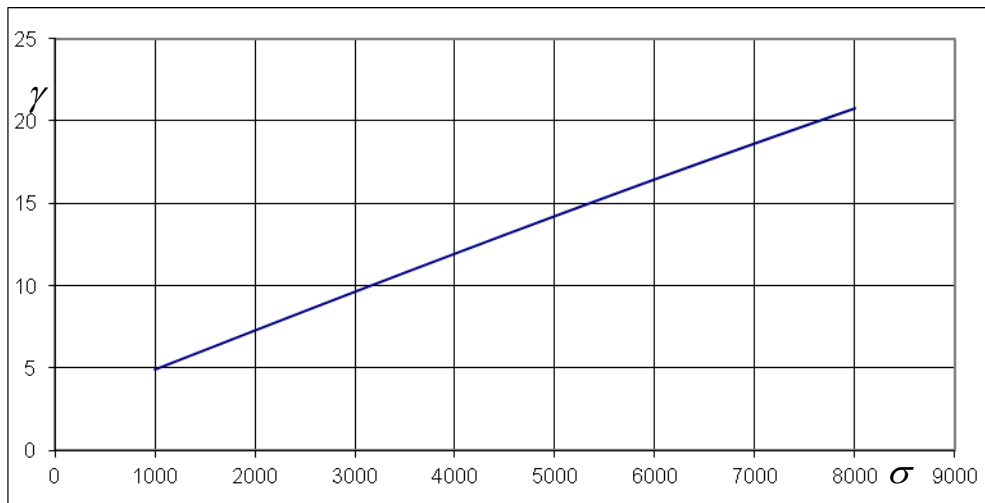


Рис. 2.5. Залежність оптимального кута розхилу бункера γ від густини встановлення ріжучих елементів σ .

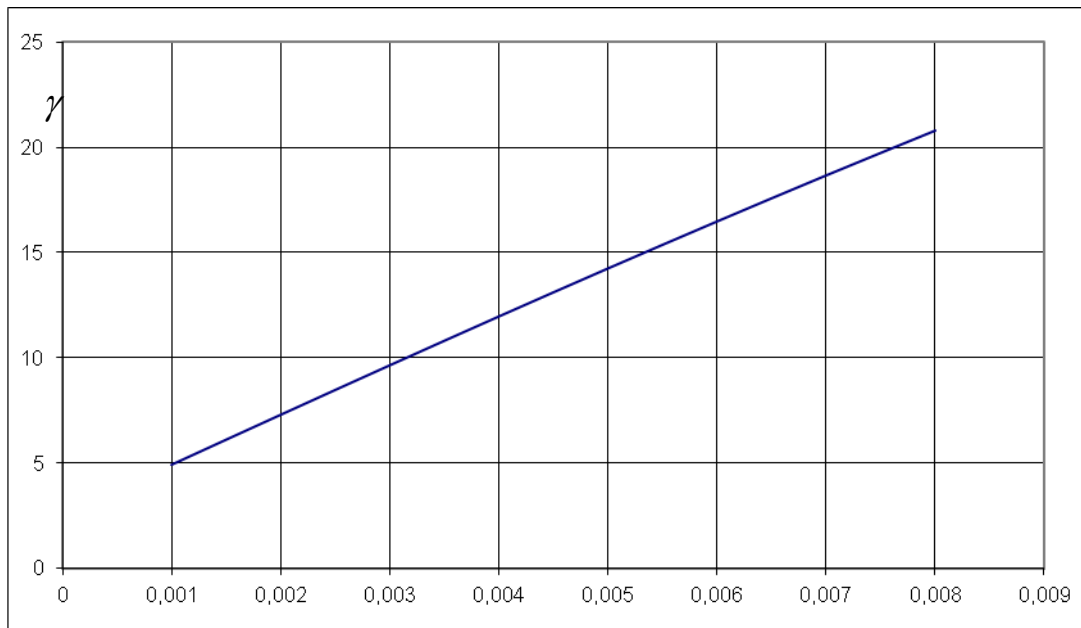


Рис. 2.6. Залежність оптимального кута розхилу бункера γ від ширини та висоти зрізаного шару $b i h$.

Аналогічна до рис. 2.5 залежність кута розхилу бункера спостерігається і для ширини та висоти зрізаного шару $b i h$ (рис. 2.6). Як витікає з аналізу формули (2.13), основним показником, що впливає на кут γ , є сумарна продуктивність зрізаного матеріалу, що пропорційна висоті і ширині ріжучих елементів та їх кількості на поверхні бункера.

Аналіз формули (2.11), що визначає продуктивність процесу подрібнення, показує лінійну залежність від ширини бункера B , швидкості V та тангенса кута розхилу бункера γ . Проте, необхідно вважати, що кут γ не може бути обраний довільно, а визначається вище наведеними залежностями (2.12).

Потужність приводного механізму, як видно із формули (2.18), прямо пропорційна швидкості різання V , кількості різальних кромки N_1 та N_2 , ширині та висоті зрізаного шару $b i h$ (з відповідними індексами), а також коефіцієнтам статичного опору різанню P_{01} і P_{02} . Кожен із складників вносить свою долю в зусилля різання, проте найбільший вплив мають доданки $K_1 b_1 h_1$ і $K_2 b_2 h_2$. Зусиллями тертя F_1 і F_2 можна знехтувати, вважаючи, що тертя по

опорній поверхні, внаслідок значного змащування виділеним соком коренеплода, є незначним.

2.2. Дослідження кінематики руху вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека

Для зменшення енергетичних витрат та збільшення надійності гвинтових робочих органів розроблено ряд оригінальних конструкцій гвинтових конвеєрів-змішувачів. Застосування таких конвеєрів потребує вирішення питань, пов'язаних з характером руху вантажу а також доцільності їх використання.

Особливістю гвинтових конвеєрів-змішувачів (рис. 1.1.) є те, що для ефективного змішування вантажів конвеєр повинен працювати у середньошвидкісному режимі. При цьому шнек здійснює коливання в осьовому напрямку із амплітудою коливання A та кількістю коливань шнека за один оберт k . При цьому на основі експериментальних досліджень встановлено, що матеріал у поперечному перерізі кожуха конвеєра піднімається до верхньої точки і під дією сили ваги падає на внутрішню циліндричну поверхню кожуха, повторюючи наступний цикл.

Під час роботи гвинтового конвеєра кутовий параметр θ визначається особливостями руху вантажу. Для встановлення характеру переміщення вантажу розглянемо рух виділеного об'єму вантажу в координатах xuz (рис. 2.7).

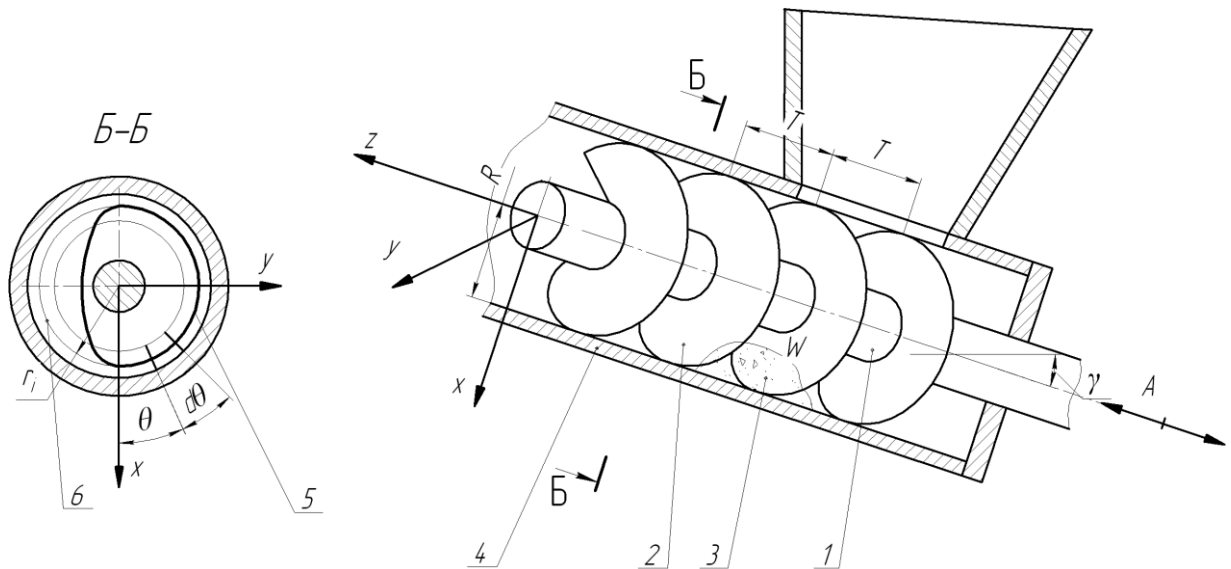


Рис. 2.7. Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму вантажу у нахиленому гвинтовому конвеєрі із осьовим коливанням шнека: 1 – приводний вал; 2 – шнек; 3 – виділений об'єм вантажу; 4 – кожух; 5 – траєкторія руху вантажу при середньошвидкісному режимі (режимі змішування і транспортування); 6 - траєкторія руху вантажу при швидкісному режимі

Розглянемо середньошвидкісний режим роботи конвеєра із осьовим коливанням шнека, при якому відбувається одночасне змішування та транспортування вантажу. Із умови контакту виділеного об'єму вантажу W з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, її розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ .

В параметричному вигляді, з апроксимацією, координати виділеного об'єму вантажу W визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_w = (R - d) \cdot \cos \theta + d \cos^2 \theta; \\ y_w = R \cdot \sin \theta; \\ z_w = \frac{T(\omega t - \theta)}{2\pi} + A \sin(k\omega t), \end{cases} \quad (2.18)$$

де x_w, y_w, z_w , – координати виділеного об'єму вантажу, м;

R – радіальний параметр виділеного об'єму вантажу, м;

θ – кутовий параметр виділеного об'єму вантажу, рад;

ω – кутова швидкість обертання шнека, рад/с;

t – час, с;

d – параметр, що визначає зміщення траєкторії руху виділеного об'єму вантажу при середньошвидкісному режимі від швидкісного режиму, мм;

T – крок витків, мм.

A – амплітуда коливань шнека в осьовому напрямку, м;

k – кількість коливань шнека за один оберт.

Параметр d є функцією кутової швидкості обертання шнека, внутрішнього радіуса кожуха та властивостей транспортованого матеріалу, при чому із збільшенням кутової швидкості обертання шнека цей параметр зменшується, а при збільшенні внутрішнього радіуса кожуха – збільшується. При швидкохідному режимі $d=0$. Цей параметр можна визначити за емпіричними залежностями на основі експериментальних досліджень.

Швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно шнека в напрямку осей x, y, z :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_W - \dot{x}_{1u}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_W - \dot{y}_{1u}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_W - \dot{z}_{1u}, \end{cases} \quad (2.20)$$

$\dot{x}_W, \dot{y}_W, \dot{z}_W$, - проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу на осі координат x, y, z , м/с;

$\dot{x}_{1u}, \dot{y}_{1u}, \dot{z}_{1u}$ – проекції швидкості руху шнека на осі координат x, y, z , м/с.

Оскільки кожух нерухомий, то швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_W; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_W; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_W. \end{cases} \quad (2.21)$$

Проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу знаходимо, диференціюючи рівняння (2.21) для загального випадку, коли $R \neq const$:

$$\begin{cases} \dot{x}_w = \frac{d(R-d)}{dt} \cos \theta - (R-d) \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{d(d)}{dt} \cos^2 \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_w = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_w = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (2.22)$$

Швидкість руху гвинтового робочого органу визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1u} = R \cdot \omega \sin \theta; \\ \dot{y}_{1u} = R \cdot \omega \cos \theta; \\ \dot{z}_{1u} = A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (2.23)$$

Згідно з (2.20), враховуючи залежності (2.22) і (2.23), знаходимо

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{d(R-d)}{dt} \cos \theta + R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + d \sin \theta \frac{d\theta}{dt} + \frac{d(d)}{dt} \cos^2 \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.24)$$

Модулі швидкості руху виділеного об'єму вантажу визначаємо за формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}; \quad (2.25)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_w^2 + \dot{y}_w^2 + \dot{z}_w^2}. \quad (2.26)$$

Підставляючи рівняння (2.3) і (2.24) у (2.25) і (2.26), приймаючи допущення, що кожух має циліндричну форму, при цьому $R=const$, $d=const$, після скорочень, отримаємо:

$$|s_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + 2Rd \sin^2 \theta \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) \frac{d\theta}{dt} (1 - 2\cos \theta) + d^2 \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 (1 - 2\cos \theta)^2}; \quad (2.27)$$

$$|s_2| = \sqrt{R^2 \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + 2Rd \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 (1 - 2\cos \theta) + d^2 \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 (1 - 2\cos \theta)^2 + 2Ak\omega \cos(k \cdot \omega \cdot t) \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) + A^2 k^2 \omega^2 \cos^2(k \cdot \omega \cdot t)}. \quad (2.28)$$

Прискорення виділеного об'єму вантажу визначаємо, диференціюючи рівняння (2.26) при $R=const$; $d=const$.

$$\begin{cases} \ddot{x} = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} + d \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} + d \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} + \\ + 2d \left(\sin^2(\theta) \frac{d^2\theta}{dt^2} - \cos^2(\theta) \frac{d^2\theta}{dt^2} - 2 \cos \theta \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right); \\ \ddot{y} = R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} = -\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (2.29)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також досліджень, представлених в роботі [1] свідчать, що незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування.

Розглянемо стабільний режим транспортування у середньошвидкісному конвеєрі із осьовим коливанням шнека (рис. 1.2), в якому вантаж рухається по складній гвинтовій траєкторії і для якого при підніманні вантажу до верхньої

точки дійсні умови: $\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_g$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = const$, $\frac{d(d)}{dt} = 0$, $d = const$, де ω_g - кутова швидкість обертання вантажу, рад/с.

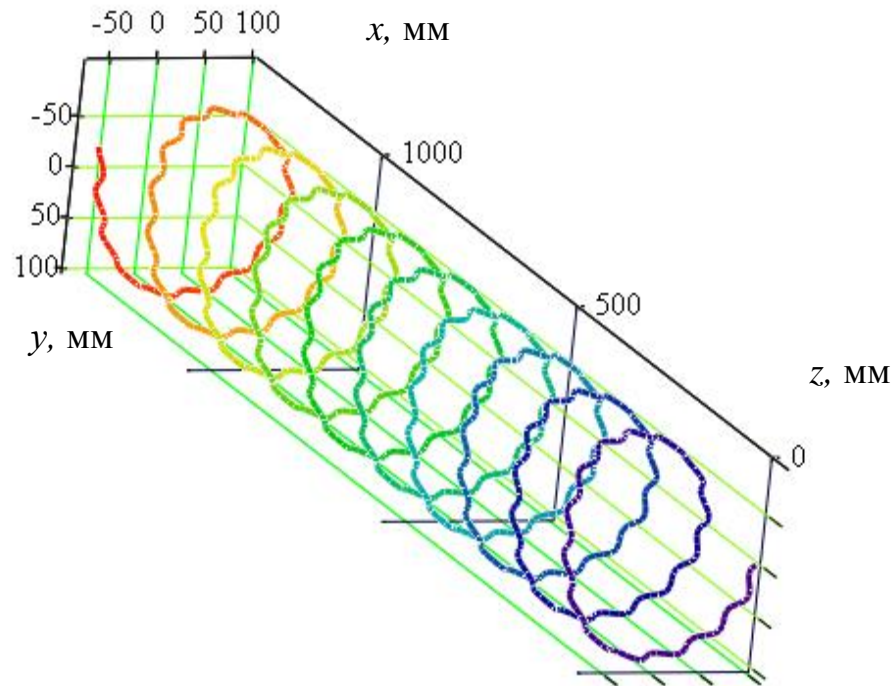


Рис. 2.8. Траєкторія руху виділеного об'єму вантажу у середньошвидкісному конвеєрі з осьовим коливанням шнека:

$$R=100 \text{ мм}; \omega=20 \text{ рад/с}, T=200 \text{ мм}, A=10 \text{ мм}, k=9.$$

При прийнятих умовах з (2.22) знайдемо проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно шнека на осі системи координат xuz

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin(\omega_g t) \cdot (\omega - \omega_g) + d \sin(\omega_g t) \omega_g - 2d \cos(\omega_g t) \sin(\omega_g t) \omega_g; \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos(\omega_g t) \cdot (\omega - \omega_g); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_g). \end{cases} \quad (2.30)$$

Проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха на осі системи координат хуз:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = (R - d) \cdot \sin(\omega_g t) \cdot \omega_g - 2d \cos(\omega_g t) \sin(\omega_g t) \omega_g; \\ \dot{y}_2 = R \cdot \cos(\omega_g t) \cdot \omega_g; \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_g) + A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (2.31)$$

Модулі швидкості руху виділеного об'єму вантажу визначаємо за виразами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right) (\omega - \omega_g)^2 + 2Rd \sin^2(\omega_g) (\omega - \omega_g) \omega_g (1 - 2\cos(\omega_g)) + d^2 \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g))^2}; \quad (2.32)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 (\omega_g)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} (\omega - \omega_g)^2 + 2Rd \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g)) + d^2 \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g))^2 + 2Ak\omega^2 \cos(k \cdot \omega \cdot t) \frac{T}{2\pi} + A^2 k^2 \omega^2 \cos^2(k \cdot \omega \cdot t)} \quad (2.33)$$

На основі формули (2.33) будовані графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха у середньошвидкісному конвеєрі з осьовим коливанням шнека в часі (рис. 2.9)

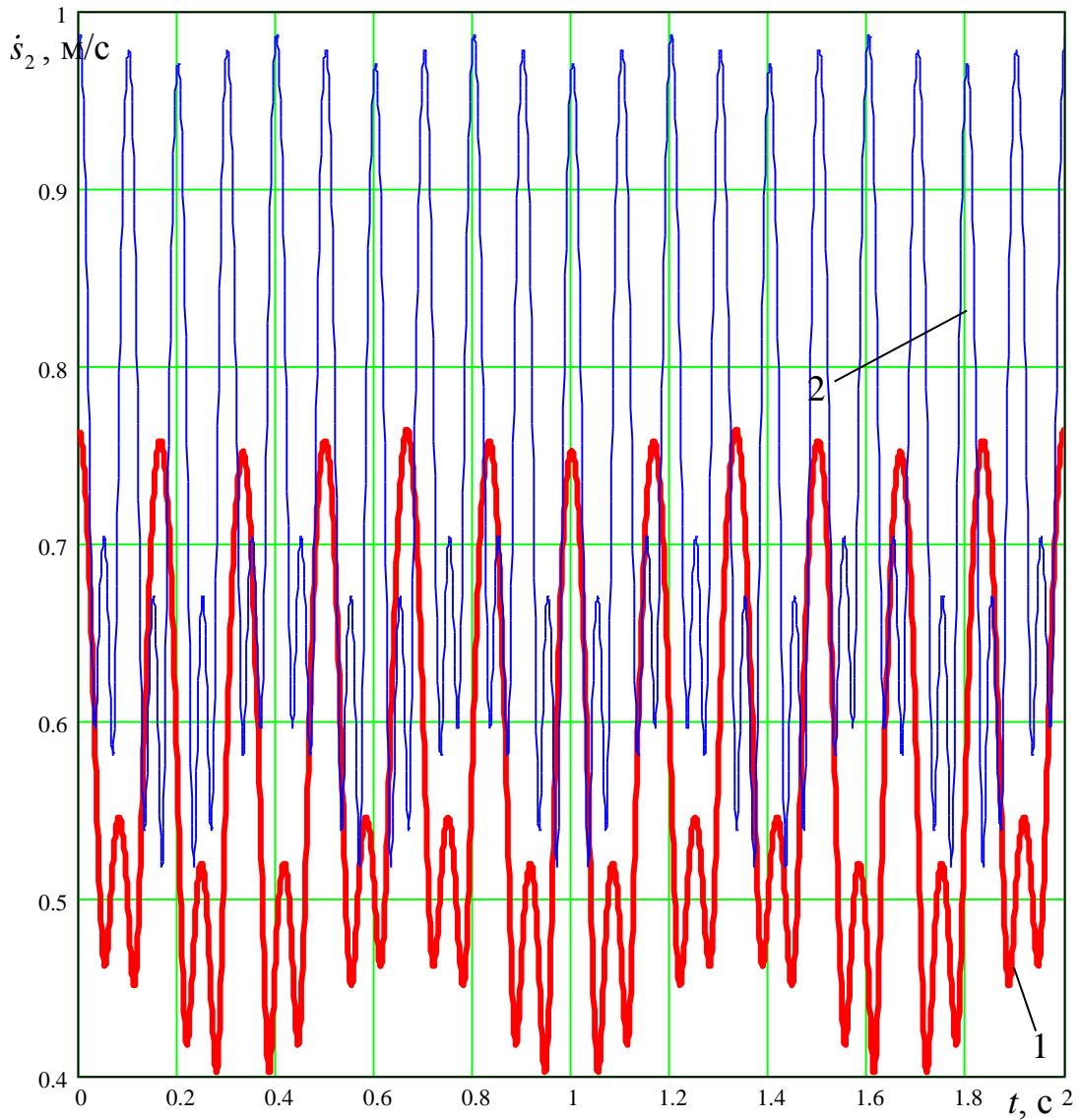


Рис. 2.9. Графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха у середньошвидкісному конвеєрі з осьовим коливанням шнека в часі ($R=0,055\text{м}$, $T=0,11\text{м}$) : 1 – $n=90\text{об/хв}$; 2 – $n=150\text{об/хв}$..

Прискорення виділеного об'єму вантажу визначаємо за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R\omega_g \cos(\omega_g t)(\omega - \omega_g); \\ \ddot{y} = R\omega_g \sin(\omega_g t)(\omega - \omega_g); \\ \ddot{z} = -A \cdot k^2 \omega^2 \sin(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (2.34)$$

На основі графіків рис. 2.9 можна зробити висновки, що при застосуванні гвинтових конвеєрів на середньошвидкісних режимах з осьовим коливанням

шнека відбувається періодична зміна швидкості переміщення вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування.

2.3. Дослідження процесу змішування кормових матеріалів

Змішування компонентів сипких матеріалів є одним із основних технологічних процесів виготовлення сумішей різного функціонального призначення в різних галузях народного господарства. Наприклад, процеси змішування сипких матеріалів в сільськогосподарському виробництві, харчовій і переробній промисловості, порошковій металургії, в машинобудуванні та інше.

Технологічні процеси змішування є складними, механізм дії яких головним чином залежить від конструкції робочих органів, реологічних властивостей компонентів змішування і може бути достовірно описаний лише за законами теорії ймовірності. Вирішення цієї проблеми вимагає створення високоефективних методів і технологічних схем змішування в процесі транспортування, засобів механізації і автоматизації, розробки нових робочих органів та конструкцій змішувального обладнання.

Для підвищення якості змішування сипких матеріалів і зменшення габаритів змішувачів досить часто використовують процес змішування в замкнутому режимі, коли сипких матеріал декілька разів переміщується по робочих елементах змішувачів. Для здійснення цього процесу розроблено змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом (рис. 2.10), який виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу 3 гвинтового змішувача. До механізму регулювання жорстко закріплено корпус гвинтового змішувача з транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу до якої жорстко до корпусу закріплено електродвигун 6.

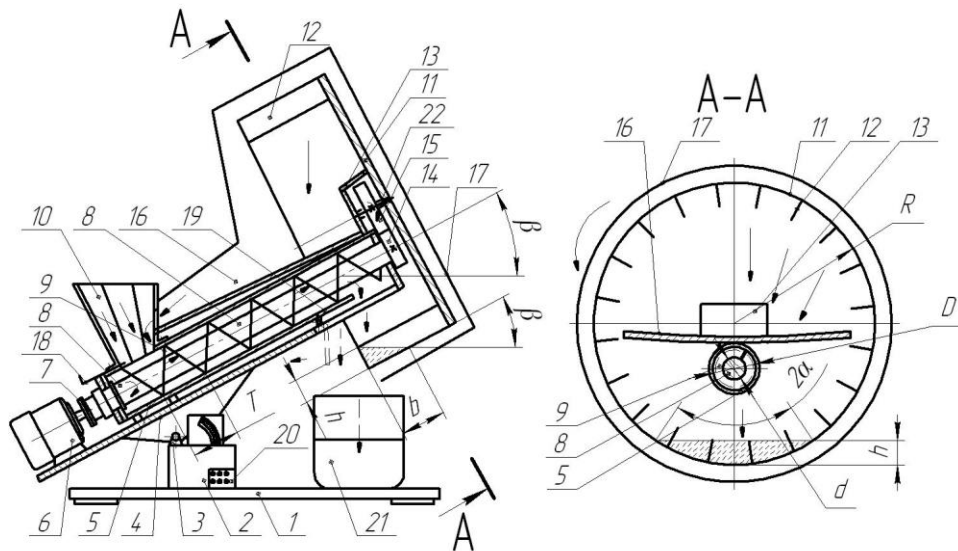


Рис. 2.10. Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом [95]

До приводного вала електродвигуна 6 через запобіжну муфту 7 під'єднано вал 8, до якого жорстко закріплено гвинтовий робочий орган 9. На транспортній трубі 5 встановлено бункер 10 з шиберами 18.

В зоні верхнього кінця гвинтового робочого органу 9 на валу приводу 22, паралельно до вала 8 з гвинтовим робочим органом, жорстко встановлено приводний диск 11 піднімально-транспортного механізму круглої форми з можливістю кругового провертання. По периферії приводного диска, перпендикулярно до його площини, зі сторони верхнього кінця транспортної труби 5 рівномірно по колу встановлені ємності 12 у вигляді прямокутних призм, які відкриті з середини. При цьому вал приводу 10 приводного диска 11 жорстко встановлено у верхній частині 13 корпусу 4 з можливістю кругового провертання, а його привід здійснено від шестерні 14 вала 8 на шестерню 15 приводного вала 10, яка жорстко на ньому закріплена.

Крім цього зверху над циліндричною трубою 5 встановлена скатна півкругла труба 16, лівий кінець якої з'єднаний з зоною завантаження змішувача, а правий - з зоною розвантаження прямокутних ємностей 12. Піднімально-пересипний механізм з ємностями разом зі скатною півкруглою трубою герметично закриті металічним корпусом 17. На вході змішувача під бункером 10 встановлено шибер 18, а на виході - шибер 19. Управління

роботою змішувача здійснюється з пульта керування 20. Готовий змішуваний матеріал зсипається в ємність 21.

Робота гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом здійснюється наступним чином. В бункер 10 засипають складники сипких матеріалів змішування в заданих пропорціях. Сипкий матеріал поступає по стрілках на шнек 9, який обертається і при його обертанні шнека матеріал змішується, переміщається вгору і при закритому шибері 19 поступає в ємності 12. При обертанні поворотного диска 11 піднімально-пересипного механізму він піднімається вгору і висипається на скатну півтрубу 16 і зсипається вниз в зону додаткового змішування. При готовності до використання порошкового змішаного матеріалу шибер 19 відкривають і цей матеріал зсипається в ємність 21.

В разі потреби кут нахилу змінюють відомим способом.

Робота гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом здійснюється в двох режимах: неперервному, коли шибер 19 постійно відкритий, і другий режим, коли сипкий матеріал переміщається по замкнутому циклі з пересипом, коли для забезпечення високої якості змішувального матеріалу сипкий матеріал проганяють при закритому шибері 19. Останній відкривають коли матеріал готовий до використання.

В разі потреби покращення процесу змішування без утворення мертвих зон в конструкцію муфти 7 закладають кулачки відповідного профілю для створення вібрації.

До переваг гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування.

Загальна продуктивність кормозмішувача Q_3 визначається за залежністю:

$$Q_3 = \frac{\varphi k_1 \omega T}{8} (D^2 - d^2), \quad (2.35)$$

де φ – коефіцієнт заповнення міжвиткового об'єму гвинтового робочого органу;

k_1 – коефіцієнт, який враховує зміну продуктивності транспортування від просипання через проміжки та перекидання суміші через гвинт для нахилених транспортерів.

ω – кутова швидкість гвинтового робочого органу, рад/с;

D – зовнішній діаметр гвинтового робочого органу, мм;

d – внутрішній діаметр гвинтового робочого органу, мм;

T – крок гвинтового робочого органу, мм.

Для стабільної роботи змішувача необхідно, щоб об'єм матеріалу, який поступає із гвинтового робочого органу за одиницю часу був меншим або дорівнював об'єму матеріалу, який транспортується підіймально-пересипним механізмом.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2.10, максимальний вміст об'єму матеріалу в передавально-пересипному механізмі відповідає об'єму зрізаного циліндра під кутом β , що дорівнює куту нахилу робочих органів змішувача. Цей об'єм визначають за формулою:

$$V = \frac{b \cdot [a(3R^2 - a^2) + 3R^2\alpha(h - R)]}{3h}, \quad (2.36)$$

де b – ширина заповнення матеріалом підіймально-пересипного механізму вздовж його вісі обертання, мм;

a – довжина хорди заповненої частини циліндра підіймально-пересипного механізму, мм;

R – радіус циліндра підіймально-пересипного механізму, мм;

α – половина кута охоплення хорди циліндра підіймально-пересипного механізму, рад;

h – висота заповнення матеріалом підіймально-пересипного механізму, мм.

Довжину хорди заповненої частини циліндра підіймально-пересипного механізму визначаємо за формулою:

$$a = \sqrt{2hR - h^2}. \quad (2.37)$$

Половина кута охоплення хорди циліндра підіймально-пересипного

механізму:

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right). \quad (2.38)$$

Ширина заповнення матеріалом піднімально-пересипного механізму вздовж його вісі обертання:

$$b = \frac{h}{\sin \beta}. \quad (2.39)$$

Підставляючи формули (2.37-2.38) у формулу (2.36) одержимо:

$$V = \frac{\sqrt{2hR - h^2} (3R^2 - 2hR + h^2) + 3R^2 \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right)(h - R)}{3 \sin \beta}. \quad (2.40)$$

Мінімальну кутову швидкість обертання піднімально-пересипного механізму визначаємо за формулою:

$$\omega_1 = \frac{k_2 \cdot \omega}{k_3}, \quad (2.41)$$

де k_2 – коефіцієнт пропорційності.

k_3 – коефіцієнт пересипання матеріалу в циліндрі.

Коефіцієнт пропорційності k_2 визначає співвідношення між міжвитковим об'ємом гвинтового робочого органу V_3 та максимальним об'ємом заповнення піднімально-пересипного механізму і визначається за формулою:

$$k_2 = \frac{V_3}{V}. \quad (2.42)$$

Тоді необхідна мінімальна кутова швидкість обертання піднімально-пересипного механізму визначається з залежності:

$$\omega_1 = \frac{3\phi k_1 \omega T \sin \beta (D^2 - d^2)}{\left(4\sqrt{2hR - h^2} (3R^2 - 2hR + h^2) + 3R^2 \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right)(h - R)\right) k_3}. \quad (2.43)$$

За результатами розрахунків, проведених на основі формули (2.43), побудовано графіки залежності кутової швидкості обертання піднімально-

пересипного механізму від кутової швидкості обертання гвинтового робочого органу.

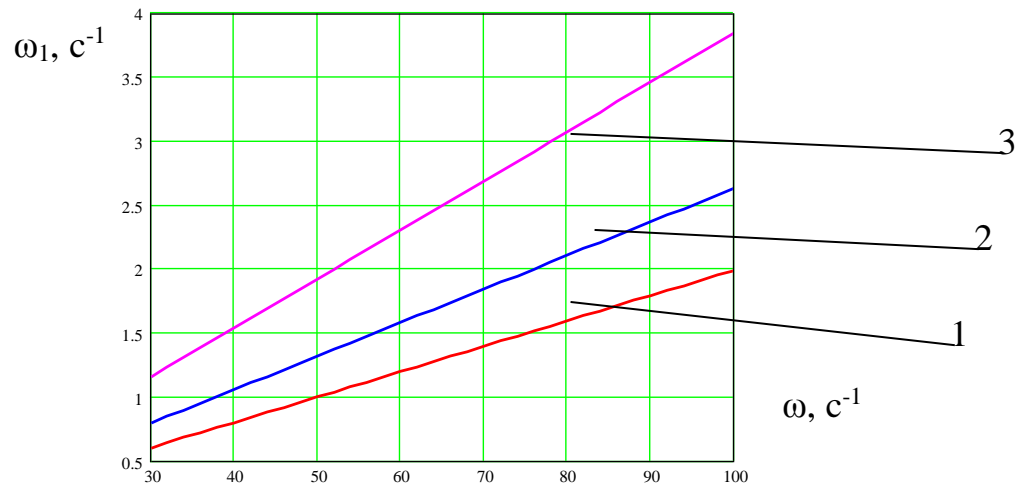


Рис. 2.11. Графік залежності мінімальної кутової швидкості обертання піднімально-пересипного механізму від кутової швидкості гвинтового робочого органу: 1 – $\beta=15^\circ$; 2 – $\beta=20^\circ$; 3 – $\beta=30^\circ$.

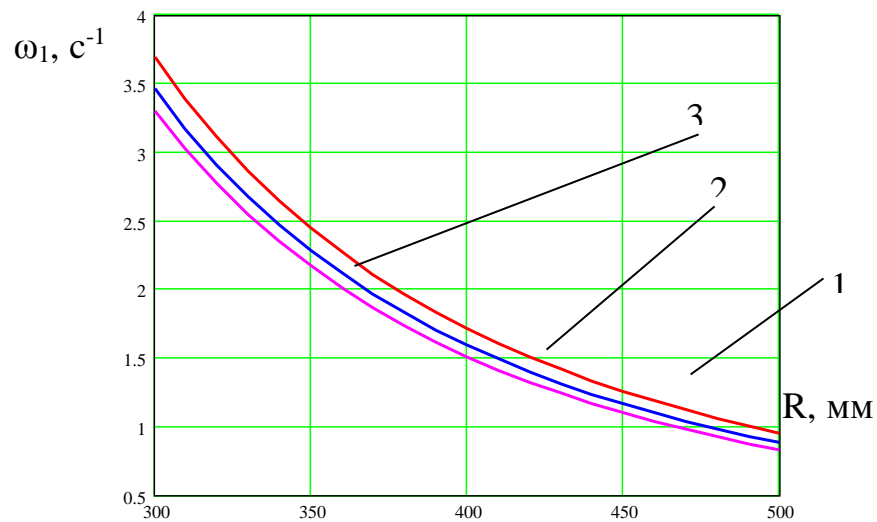


Рис. 2.12. Графік залежності мінімальної кутової швидкості обертання піднімально-пересипного механізму від радіуса циліндра піднімально-пересипного механізму: 1 – $h=80 \text{ мм}$; 2 – $h=100 \text{ мм}$; 3 – $h=120 \text{ мм}$.

2.4. Визначення динамічних навантажень в елементах приводного механізму подрібнювача кормів

Розглянемо рух приводного механізму кормоподрібнювача. Схематично механізм можна зобразити у вигляді двомасової пружної динамічної моделі, обладнаної приводом із обертовою масою J_1 та робочим органом з обертовою масою J_2 , з'єднаних пружною ланкою c (рис.1). Всі параметри розглядаються зведеними до обертової маси робочого органу.

На привідну масу діє обертовий електромагнітний момент T_M , який виникає у асинхронному двигуні і записується у вигляді [1]

$$T_M = \frac{2T_{Mk}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}. \quad (2.44)$$

Величина T_{Mk} - це критичний момент електродвигуна,

$$s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} - \text{критичне ковзання при критичній частоті обертання}$$

ротора ω_k ,

$$s = \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0} - \text{ковзання електродвигуна,}$$

ω_0 - синхронна швидкість обертання ротора.

Параметри T_{Mk} , ω_0 , ω_k визначаються із паспортних даних електродвигуна.

На робочий орган діють наступні зусилля:

- момент опору різання коренеплодів T_c ;
- момент в'язкого тертя T_v ;
- момент заклинювання T_o .

Рух механізму подрібнювача описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_M - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - T_c - T_o - T_v. \end{cases} \quad (2.45)$$

Момент в'язкого тертя пропорційний швидкості обертання робочого механізму $\dot{\varphi}_2$, визначається механічними властивостями подрібненої маси β та його можна записати у вигляді

$$T_v = \beta \dot{\varphi}_2.$$

Момент сил різання T_c визначений у **попередньому розділі**. Вважатимемо його лінійно зростаючим на початковому етапі руху (завантаження порожнього бункера), а далі постійним у часі.

Момент заклинювання T_o залежить від потрапляння у подрібнювач твердих домішок, які можуть спричинити значне зростання зусилля аж до повної зупинки приводу. Він описується аналогічно до попереднього у вигляді зростаючої у часі функції, яка може раптово зменшитись при зникненні перешкоди (її руйнуванні) чи навпаки, призвести до зупинки механізму (заклинювання).

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь (2.45) необхідно задати початкові умови руху. У випадку початку руху із стану спокою всі початкові кути та швидкості ланок рівні нулю

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = \varphi_2(0) = 0; \\ \dot{\varphi}_1(0) = \dot{\varphi}_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (2.46)$$

Розв'язок системи (2) зручно провести за допомогою метода числового інтегрування Рунге-Кутта внаслідок нелінійності виразу (2.44), який описує характеристику асинхронного двигуна, що застосовано у електроприводі подрібнювача. Для цього систему (2.45) перетворимо до системи (2.45) диференціальних рівнянь першого порядку, ввівши додаткові змінні u і v :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{T_M - c(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \dot{\varphi}_1 = u; \\ \dot{v} = \frac{c(\varphi_1 - \varphi_2) - T_c - T_o - T_v}{J_2}; \\ \dot{\varphi}_2 = v. \end{cases} \quad (2.47)$$

де \dot{u} -

v -

Початкові умови, відповідно, матимуть вигляд

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) = \varphi_2(0) &= 0; \\ u(0) = v(0) &= 0. \end{aligned} \quad (2.48)$$

За допомогою програми на мові Object Pascal у середовищі Delphi 7 було розроблено програму розрахунку динамічних навантажень та відображення отриманих результатів у графічному та текстовому вигляді. Програма дає можливість визначити динамічні параметри системи у різних режимах роботи. зовнішній вигляд вікна програми зображено на **рис. 2**. Обчислення проведені для таких зведених параметрів установки: $J_1=15 \text{ кг м}^2$, $J_2=0,3 \text{ кг м}^2$, $c=3000 \text{ Нм}$, $T_{Mk}=3000 \text{ Нм}$, $\omega_0=6,28 \text{ с}^{-1}$, $\omega_k=4 \text{ с}^{-1}$.

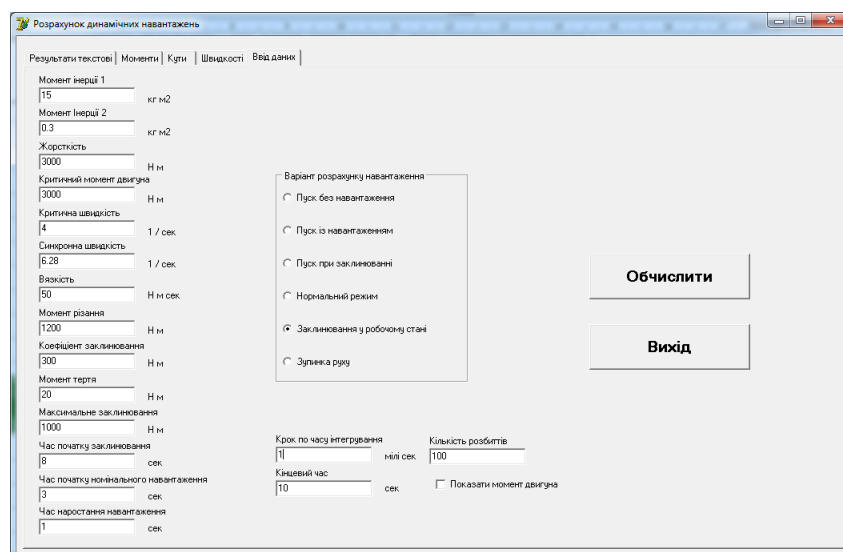


Рис. 2.13 Програма обчислення динамічних навантажень

На рис. 2.14 – 2.26 представлені деякі результати обчислень та подані пояснення отриманих графіків.

Пускові динамічні навантаження у системі в режимі без зовнішнього навантаження зображено на рис. 2.14, а відповідні коливання швидкості обертання - на рис. 2.15. В цьому режимі наявний лише момент сил тертя, який прийнятий для розрахунку рівним 20 *Нм*.

Результати обчислень показують, що в початковий момент часу виникають динамічні навантаження пуску амплітудою до 100 *Нм* відносно моменту тертя, які досить швидко спадають внаслідок гальмівної складової механічної характеристики асинхронного двигуна. Аналогічно коливається швидкість обертання приводу, наближаючись до усталеного значення. Вказані коливання механізму спричинені початковим збуренням, яке вносить пуск двигуна в механічну систему. Проте, ці коливання достатньо швидко затухають, не призводячи до руйнування пристрою. Амплітуда динамічного моменту пропорційно залежить від зведеного моменту інерції полотна (рис. 3), що свідчить про необхідність полегшення робочого органу з метою уникнення значних пускових навантажень.

На рис. 2.16 і 2.17 зображено моменти та швидкості у випадку пуску механізму під навантаженням, яке лінійно зростає. Прийнято, що час наростання навантаження складає 1 *с* до величини 1200 *Нм*. Розрахунок показує, що динамічні коливальні навантаження практично не виникають у системі з малою масою полотна та є незначними при збільшенні маси більш ніж у 3 рази. Це пояснюється переважним впливом основного робочого навантаження сили різання та силами в'язкого тертя, які сприяють згасанню коливань у системі. Невеликий злам кривої навантажень у районі 400 *Нм* пояснюється проходженням у цей час двигуном критичної точки з максимальним обертовим моментом. Аналіз графіків швидкості обертання показує, що під час наростання навантаження швидкість полотна відстає від

швидкості двигуна, відповідно кут закручування пружного елемента стає все більшим, що необхідно для передачі зростаючого обертового моменту різання. Після встановлення сталого навантаження швидкості обох ланок вирівнюються на величині, що визначається обертовим моментом двигуна.

На рис. 2.18 і 2.19 показано динамічні навантаження та швидкості ланок при пуску агрегату, що одночасно знаходиться під дією робочого навантаження та перевантаження від випадкових чинників (попадання твердого предмету між зубцями різальних поверхонь). Вважатимемо перевантаження також імпульсно зростаючим до певної межі (прийнято 2000 *Нм*) із раптовим його припиненням (зняттям) без зменшення основного робочого моменту різання, що може бути пояснено руйнуванням твердого предмету. Як видно із графіків, обертовий момент практично відповідає заданому графіку навантаження без коливань при незначній масі полотна та показує виникнення збуджених коливань у перехідних режимах (скиданні навантаження). В обох випадках максимальне значення зусилля не перевищує зусилля руйнування твердого предмету.

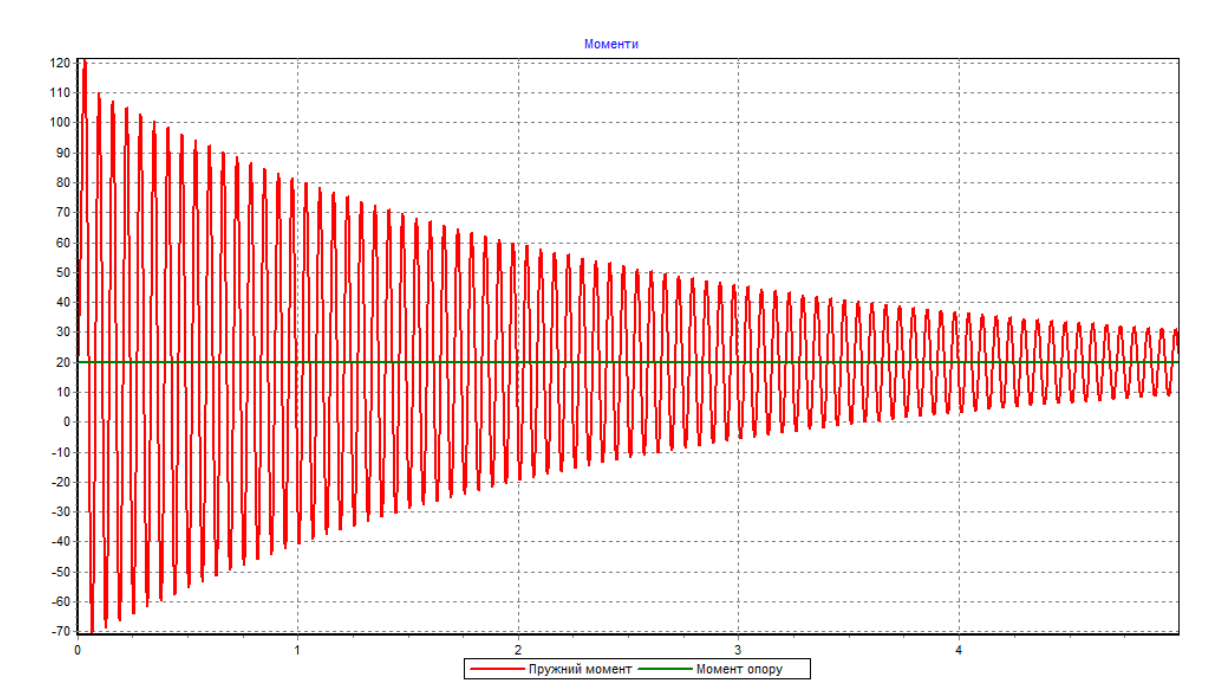
В момент спадання навантаження, як видно з **рис. 8**, відбувається різке збільшення швидкості полотна, що пояснюється вивільненням енергії стиснутої пружної ланки. При цьому коливання швидкості значно затухають у часі внаслідок впливу в'язкого тертя.

Режим пуску без навантаження із подальшим навантаженням стандартним способом (за 1 *с*) зображено на рис. 2.20 і рис. 2.21. Перші кілька секунд відбувається розгін системи, як це було описано попередньо для рис. 2.14 і 2.15. Далі відбувається лінійне збільшення навантаження практично без виникнення значних коливань та стабілізація навантаження на рівні 1500 *Нм*, подібно до явища, описаного на рис. 2.16 і 2.17. Вказаний режим роботи є найбільш наближеним до практичного використання, у якому поєднано початковий етап розгону без навантаження та наступне завантаження коренеплодами бункера подрібнювача.

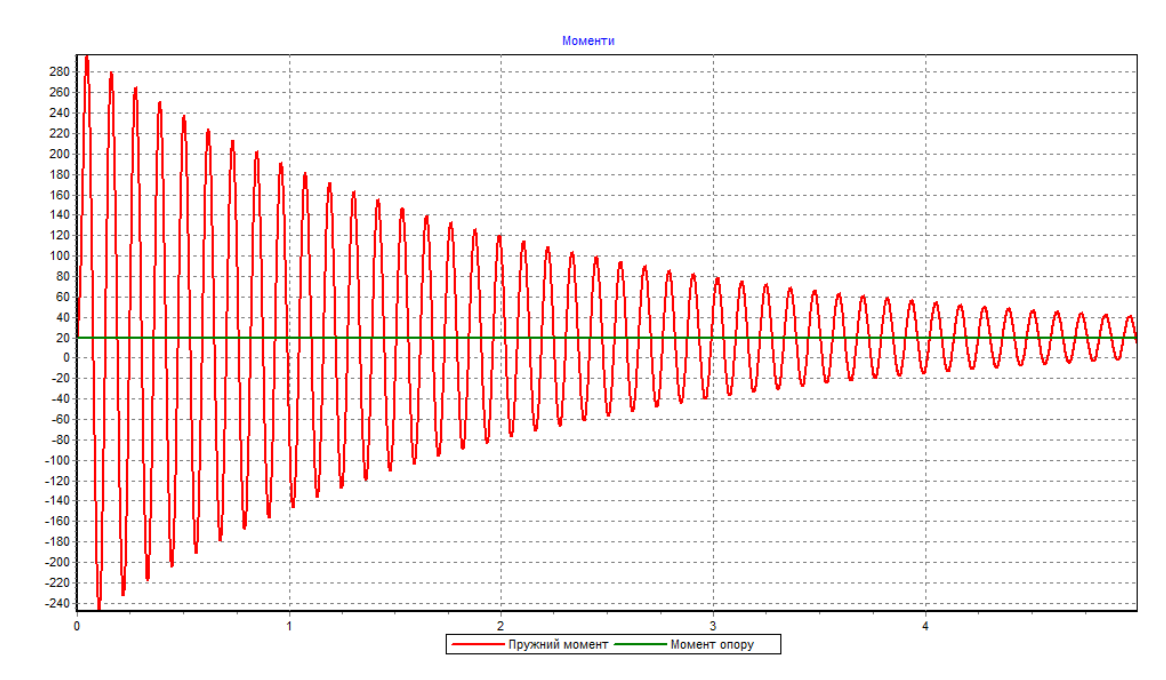
На рис. 2.22 і 2.23 показано процес, що складається із трьох етапів -

- розгону,
- подрібнення корисного навантаження,
- випадкового навантаження від попадання стороннього твердого предмету (каменю, деревини тощо).

Із наведених графіків видно, що коливання динамічної системи є незначними, динамічні навантаження суттєво не збільшуються і відповідають наявному **сторонньому** навантаженню. Проте, збільшення маси полотна приводить до появи спочатку незначних, а з ростом маси полотна, і більших коливальних складників динамічного моменту.

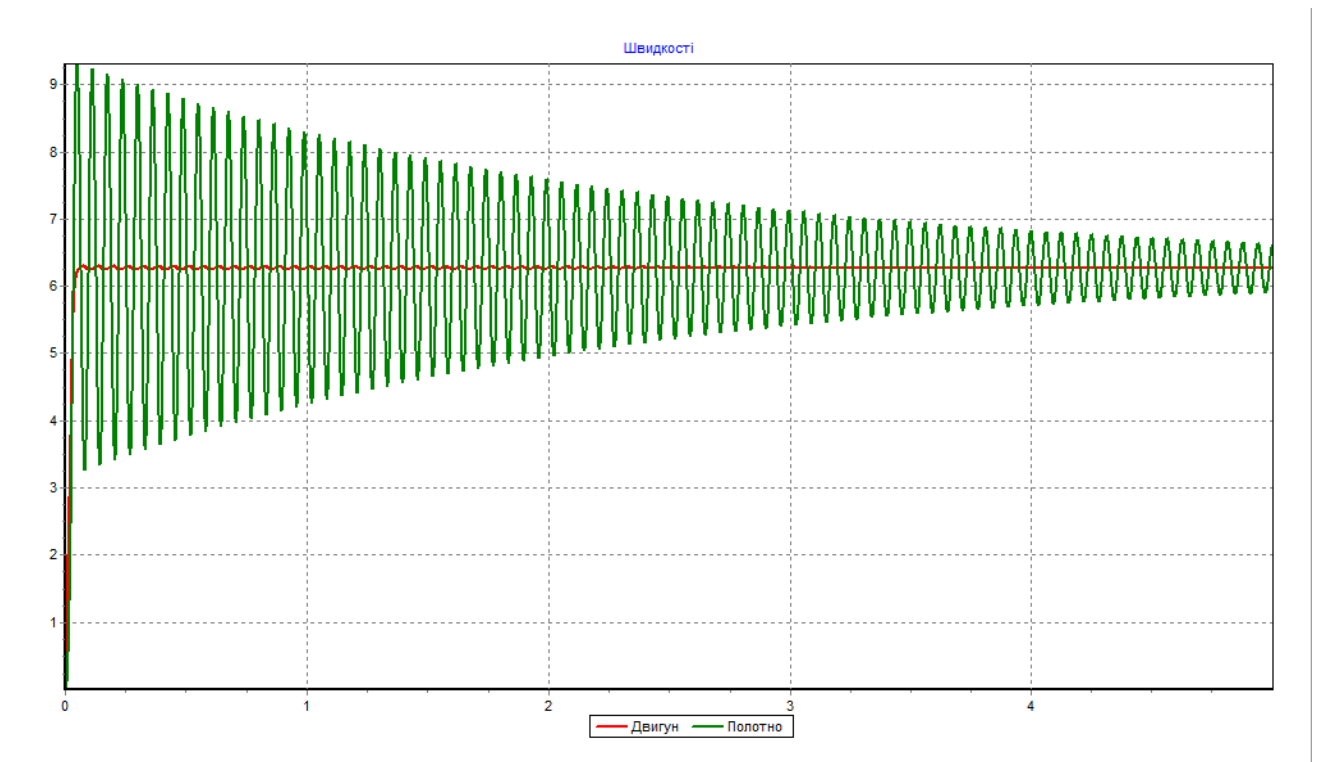


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

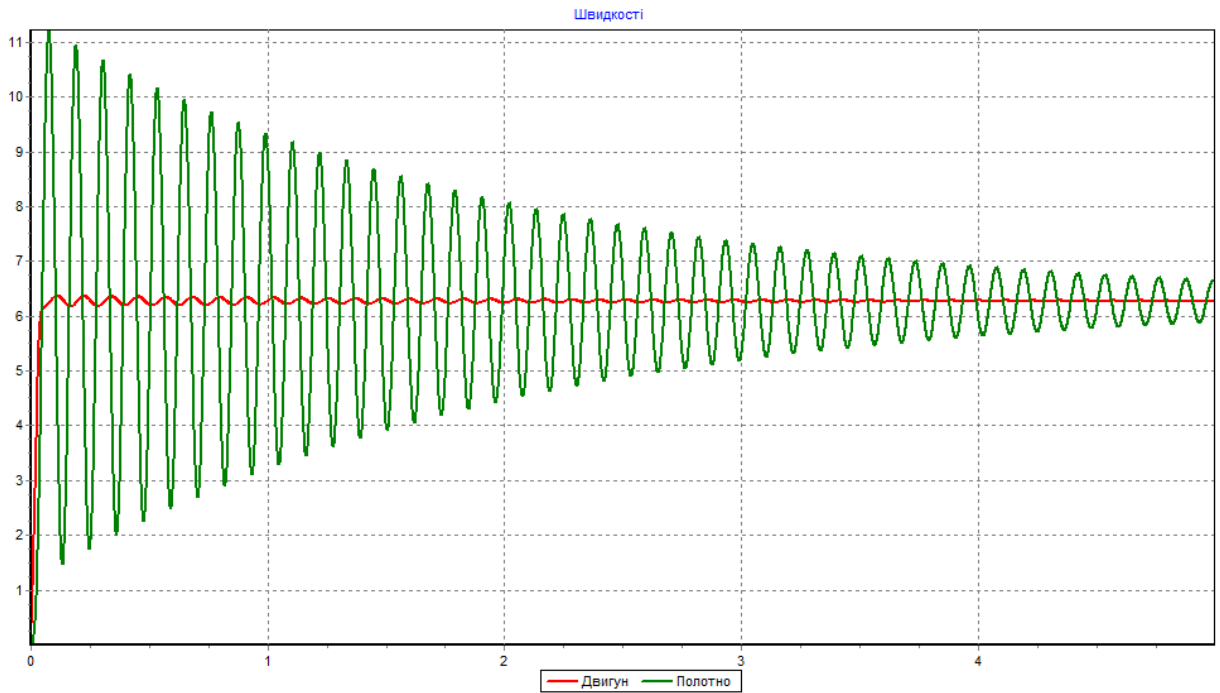


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис.2.14. Динамічний момент при пуску без навантаження

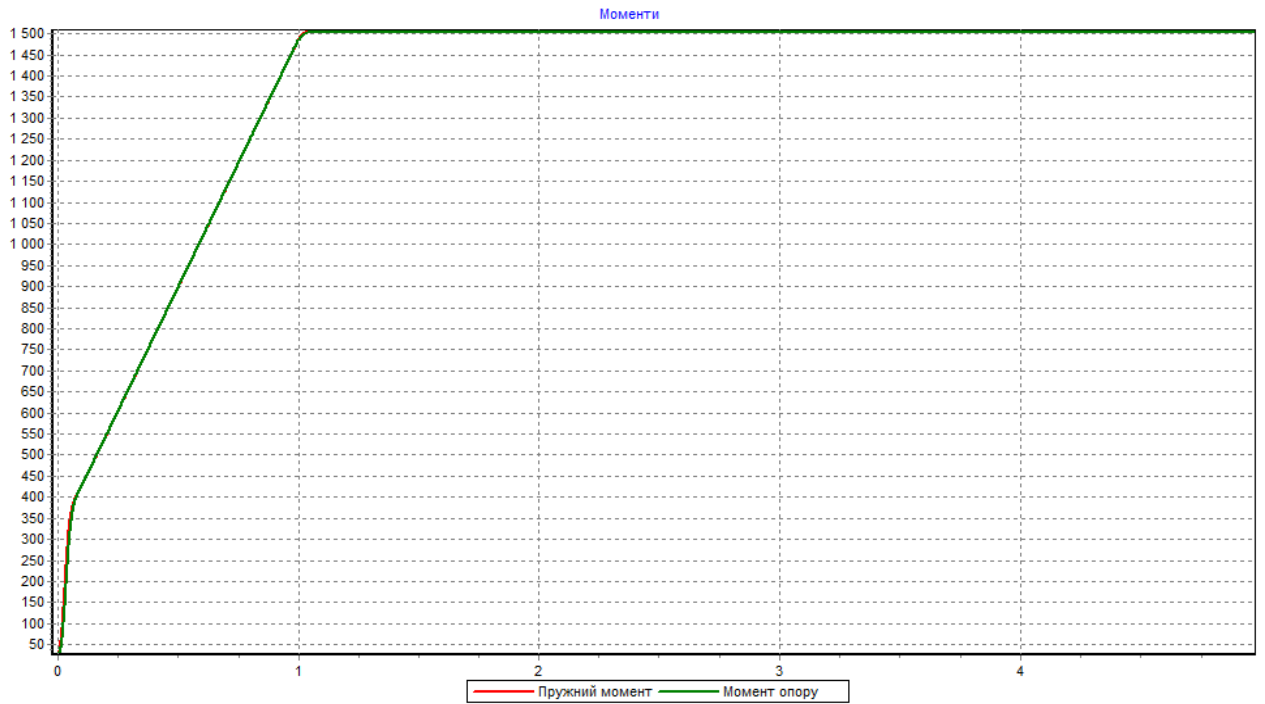


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

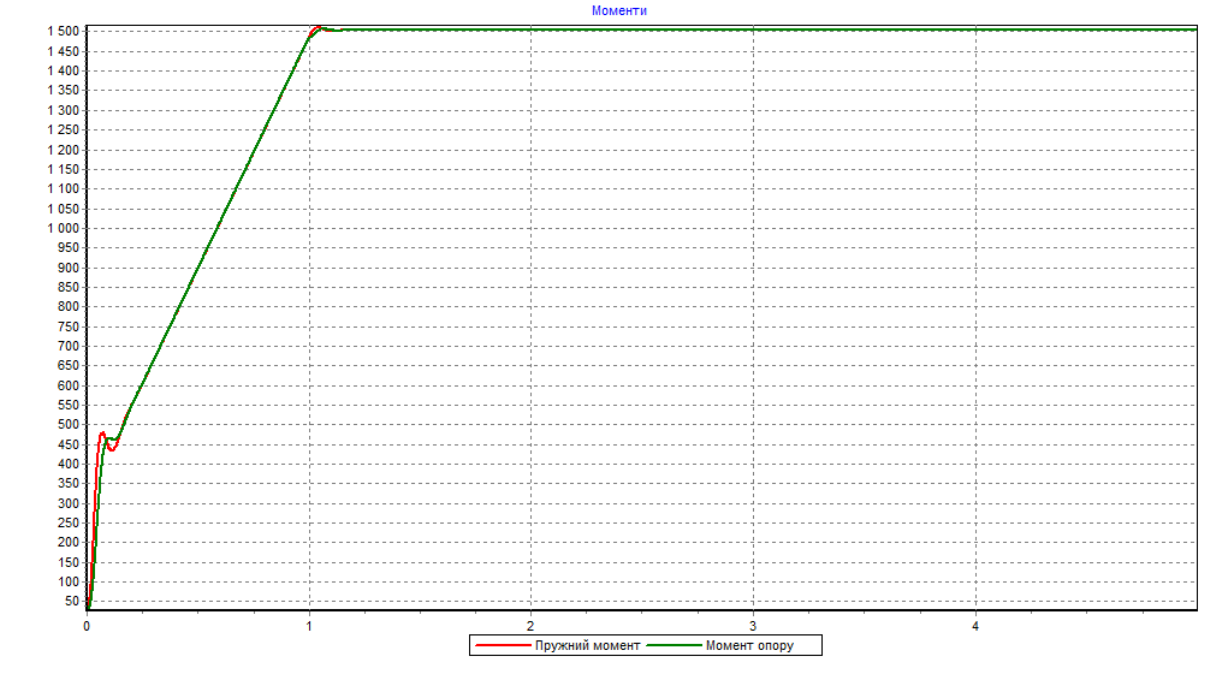


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.15. Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження

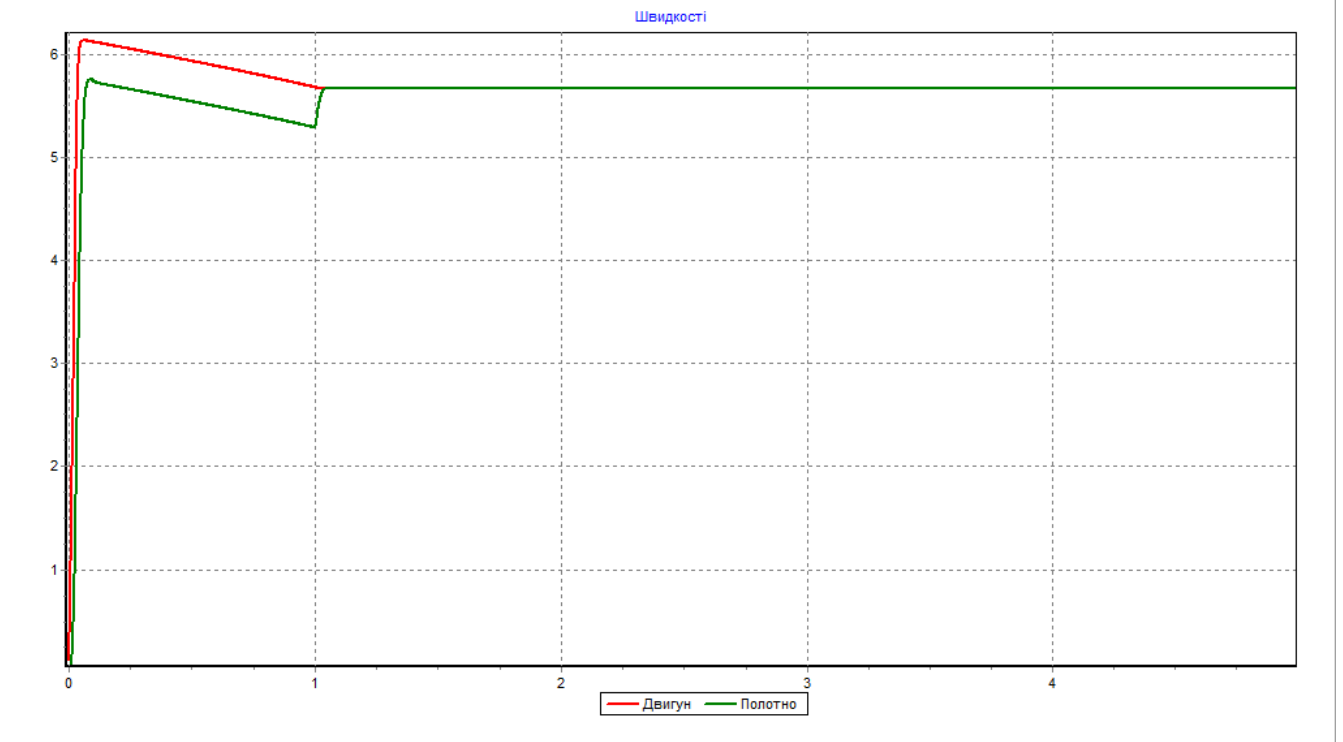


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

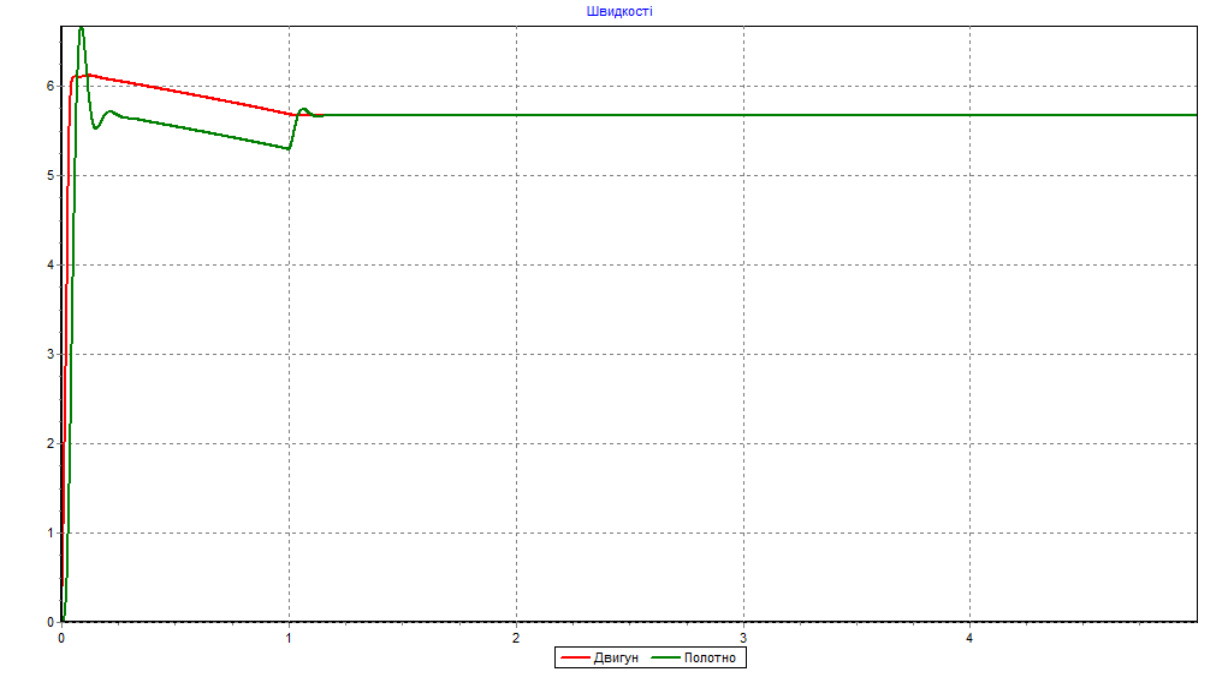


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.16. Динамічний момент при пуску з навантаженням, що повільно зростає

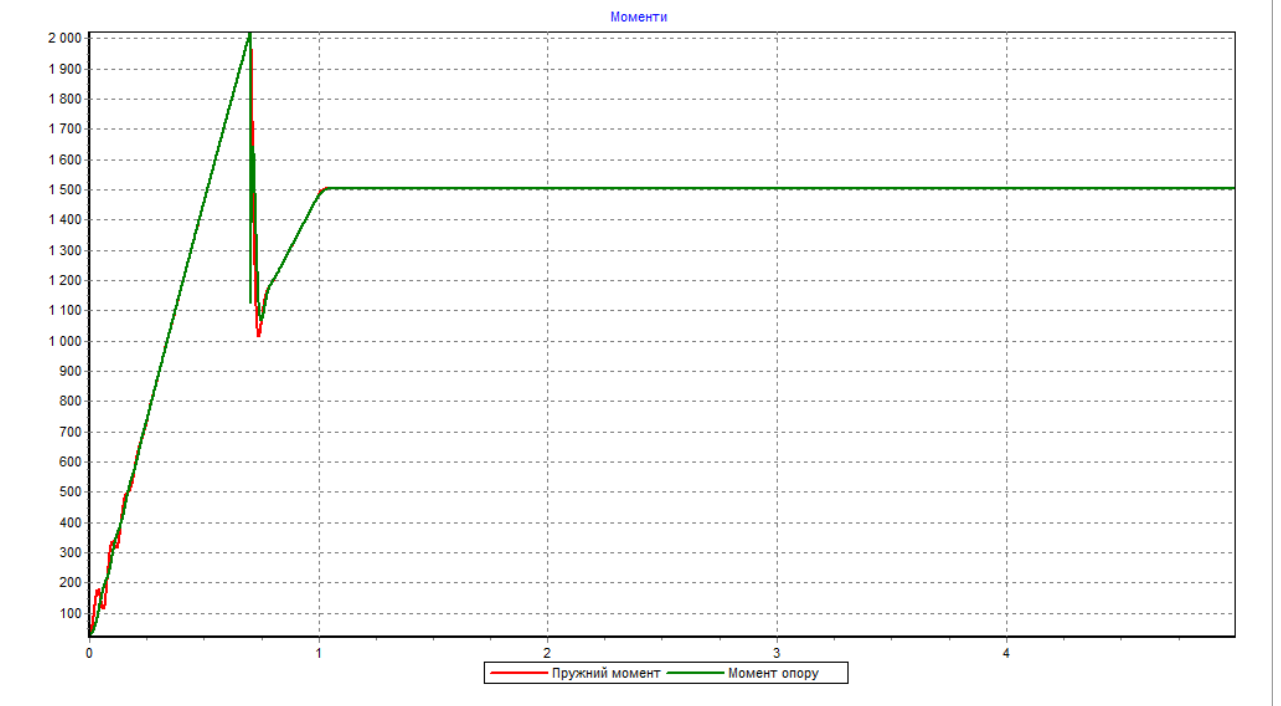


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

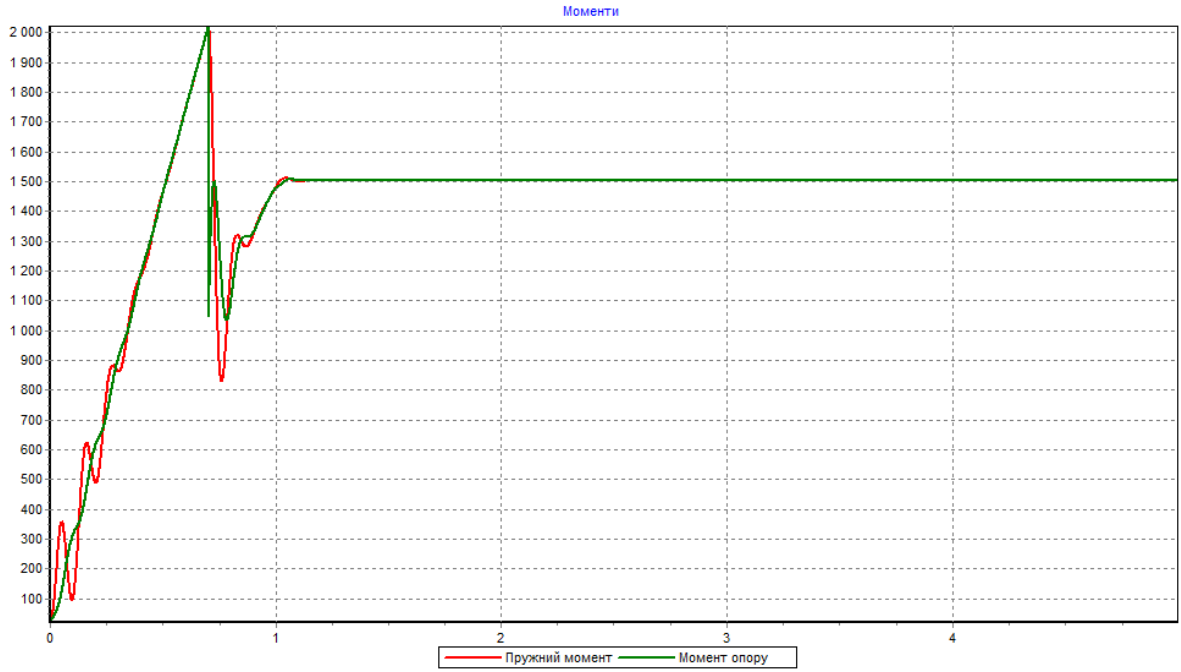


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.17 Швидкість ланок механізму при пуску з навантаженням, що повільно зростає

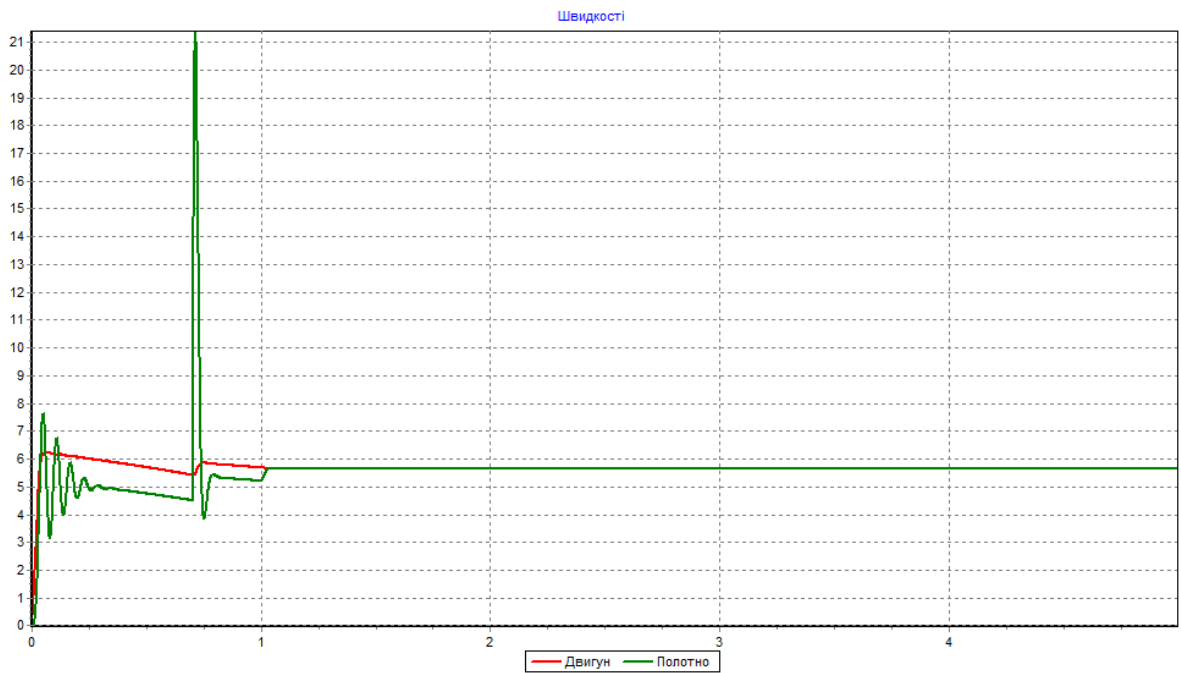


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

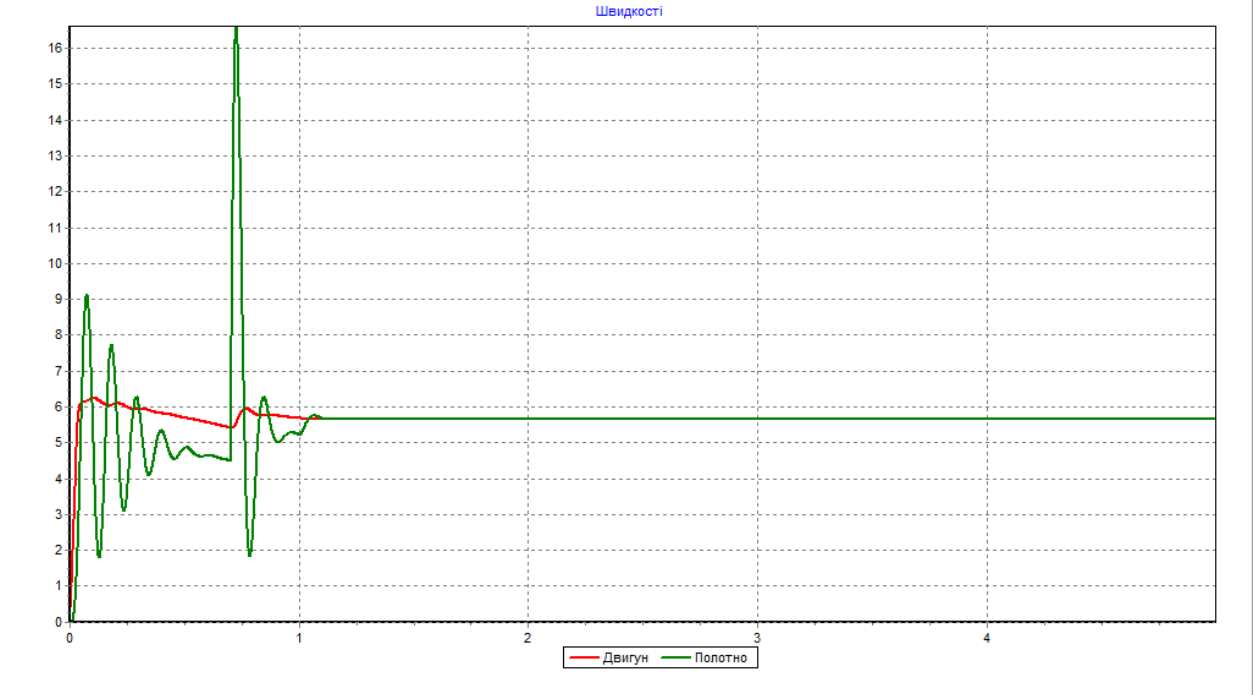


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.18. Динамічний момент при пуску з навантаженням, що повільно зростає та перевантаженням від тимчасового заклинювання

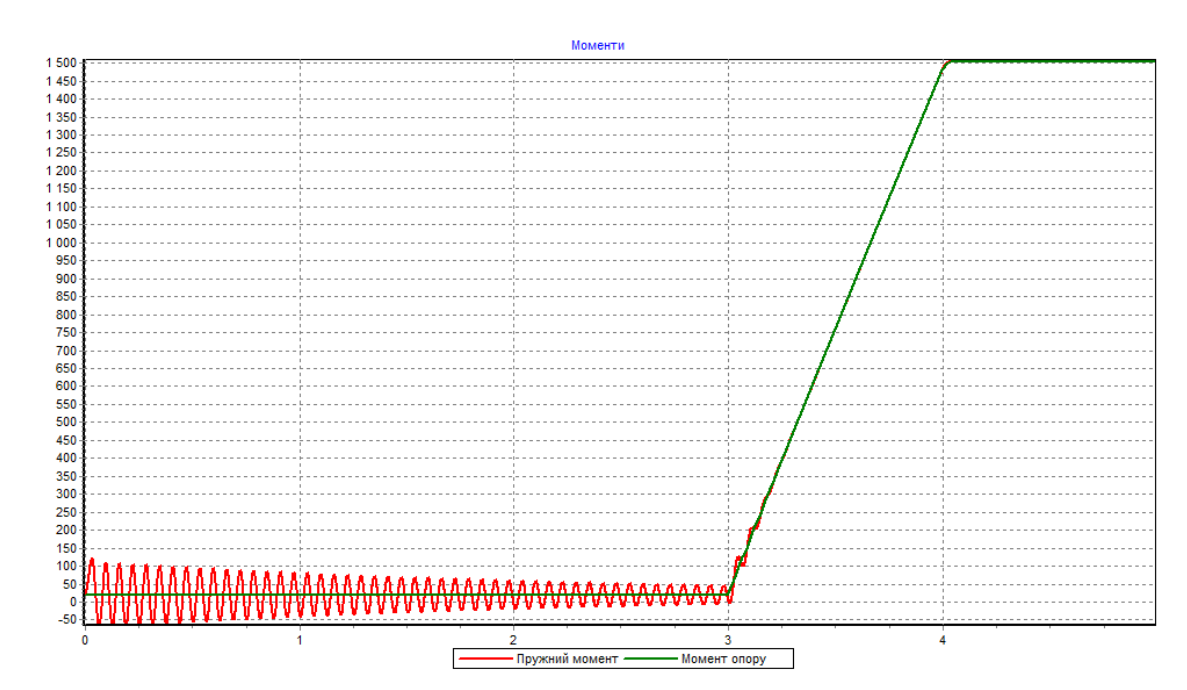


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

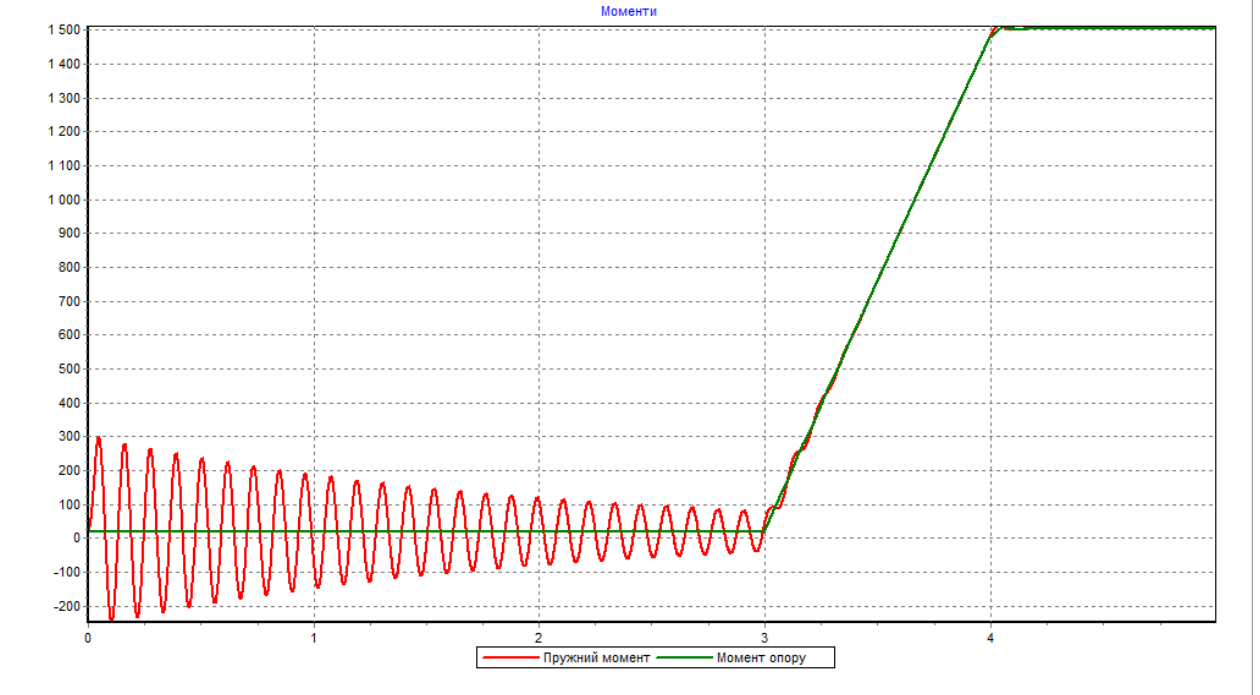


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.19 Швидкість ланок механізму при пуску з навантаженням, що повільно зростає та перевантаженням від тимчасового заклинювання

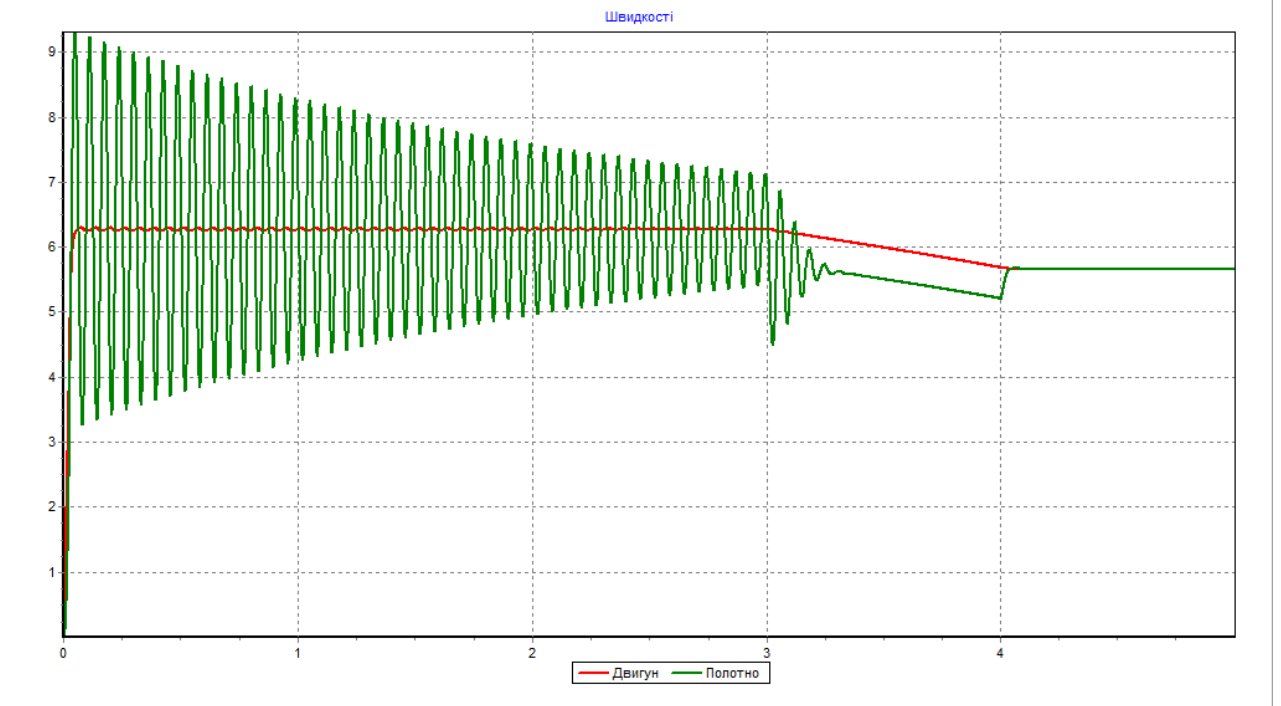


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

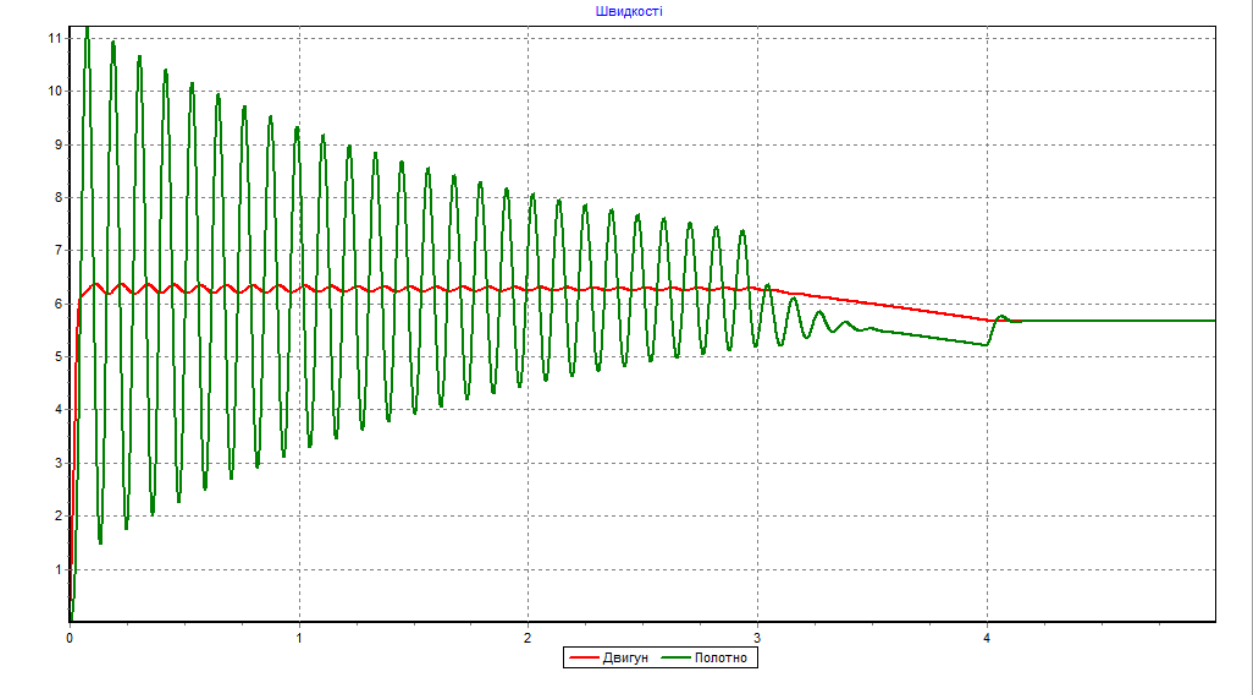


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.20. Динамічний момент при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає

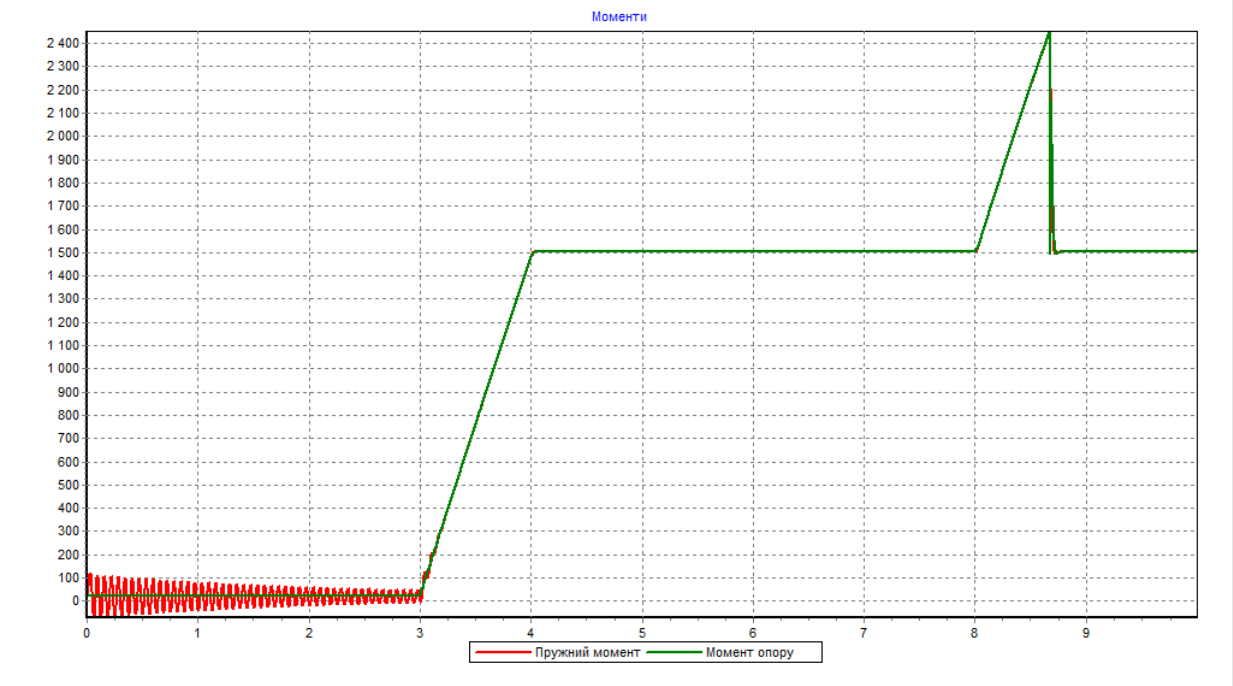


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

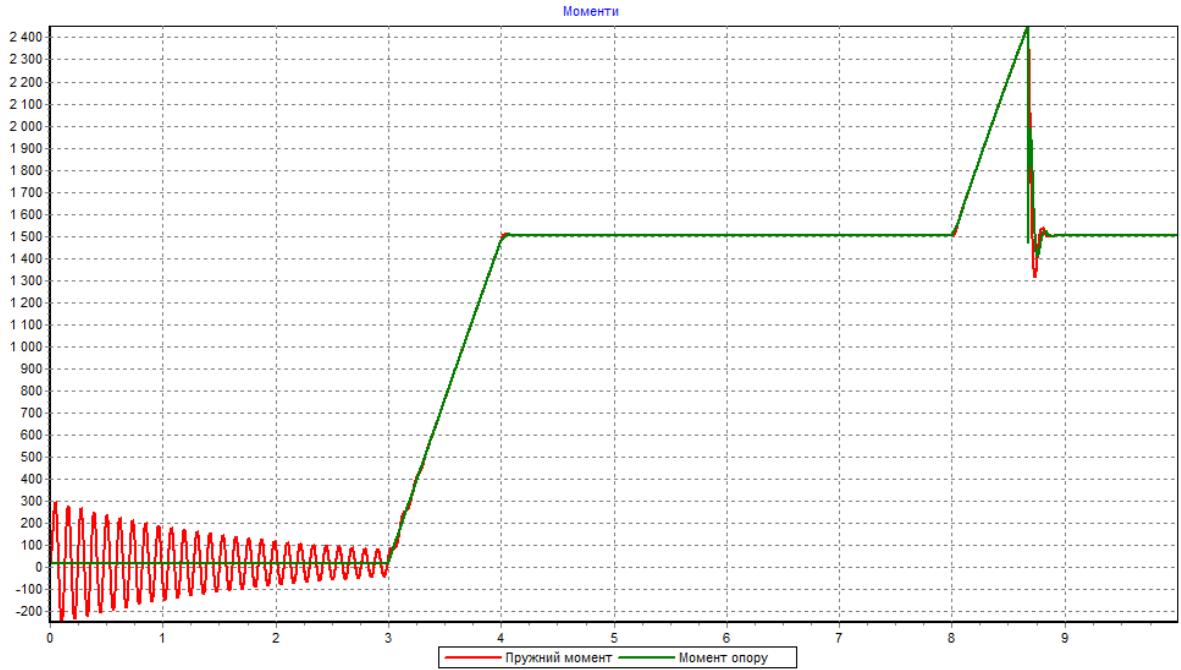


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.21. Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає

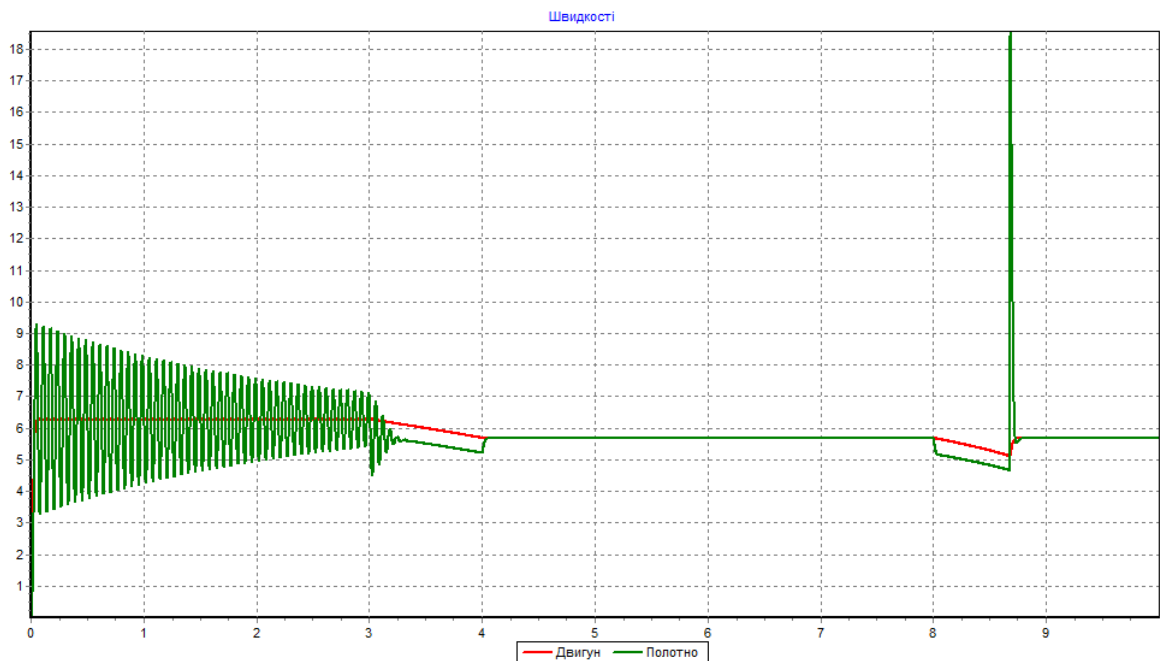


$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$

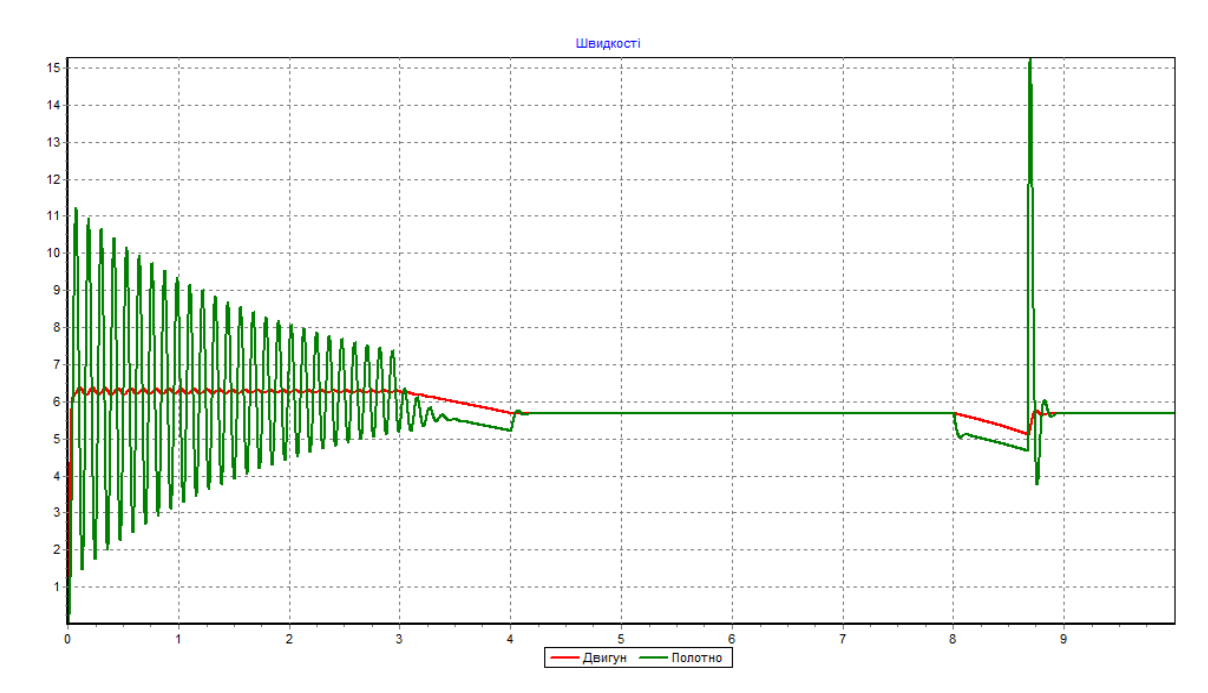


$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.22. Динамічний момент при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає та тимчасовим заклинюванням



$$J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$$



$$J_2 = 1 \text{ кг м}^2$$

Рис. 2.23. Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає та тимчасовим заклинюванням

2.5. Висновки

1. Досліджено технологічний процес подрібнення коренеплодів механічним способом, який характеризується високою продуктивністю, надійністю, конструкція яких є простою і експлуатаційною довговічністю. При цьому процес подрібнення здійснюється при відносно малих швидкостях, коли подрібнювальні матеріали не розкидаються, а легко відходять під власною масою, оптимальним є відповідний баланс зусилля різання і тертя на двох поверхнях, яке сприяє подрібненню і переміщенню сировини в напрямку опорної поверхні бункера. Виведені аналітичні залежності визначення параметрів бункера і розміри отворів для проходження стружки, а також визначення потужності, яка тратиться на порізку кормів, при ККД=0,8 складає 14,7 кВт.

2. Встановлено, що продуктивність процесу подрібнення визначається лінійною залежністю від ширини бункера, швидкості руху і тангенса кута розхилу бункера. Потужність приводу установки прямо пропорційна швидкості різання, кількості ріжучих кромки, ширині і висоті зрізаного шару, а також коефіцієнта статистичного опору різання. Визначена питома енергія подрібнення коренеплодів, з врахуванням максимальної продуктивності 0,538кдж/кг.

3. Досліджено кінематику вантажу у середньо швидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовими коливаннями шнека. Визначені швидкості руху виділеного об'єму вантажу та їх прискорення. Побудовані графічні залежності зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха з різними конструктивними і кінематичними параметрами. Встановлено, що відбувається періодична зміна швидкості переміщення вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування.

4. Виведено диференційне рівняння руху механізму подрібнювача, розв'язок якого проведено за допомогою методу числового інтегрування Рунге-Кутта внаслідок не лінійності виразу.

5. За допомогою програми на мові Pascal у середовищі Delphi розроблена програма розрахунку динамічних навантажень та відображення отриманих результатів у графічному та текстовому вигляді. Програма дає можливість визначити динамічні параметри системи у різних режимах роботи при пуску установки з навантаженням і без нього для різних режимів роботи.

6. Розроблено багатоваріантну структуру конструктивних та функціональних можливостей реалізації процесів подрібнення і змішування кормів, а також принципу синтезу необхідного технологічного оснащення, яке вдосконалюється із використанням трьох ієрархічних рівнів технічної системи "Апарати подрібнення і змішування кормів", яка в процесі синтезу генерує множину можливих альтернатив для кожного із трьох ієрархічних рівнів.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

На основі викладеної мети та задач дисертаційної роботи розроблена програму проведення експериментальних досліджень, згідно якої передбачається:

- розроблення конструкції різального апарату подрібнювача коренеплодів;
- розроблення та виготовлення експериментального стенду подрібнювача коренеплодів із можливістю зміни конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів, а також вимірювання їх впливу на функціональні та експлуатаційні показники при роботі подрібнювача;
- проведення експериментальних досліджень для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами кормового подрібнювача, а також перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень;
- розроблення методик проведення лабораторних експериментальних досліджень з визначення продуктивності подрібнення та енерговитрат при транспортуванні і змішуванні різних матеріалів з різними режимами їх роботи;
- планування і реалізація багатофакторного експерименту для встановлення функціональних залежностей впливу конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів різального апарату на енергосилові показники подрібнення коренеплодів.

3.2. Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено дослідну установку, конструктивна схема якої представлена на рис. 3.1.

Установка для подрібнення і змішування кормів виконана у вигляді рами 1 на якій кріпляться всі механізми та робочі органи. В нижній частині установки на рамі 1 жорстко встановлено жолоб 2, в який встановлено гвинтовий робочий орган 3 з валом 4 з можливістю кругового повертання. З лівого краю установки на рамі жорстко встановлено електродвигун 5 з муфтою (на кресленні не показано), яка з'єднує приводний вал двигуна з валом 4.

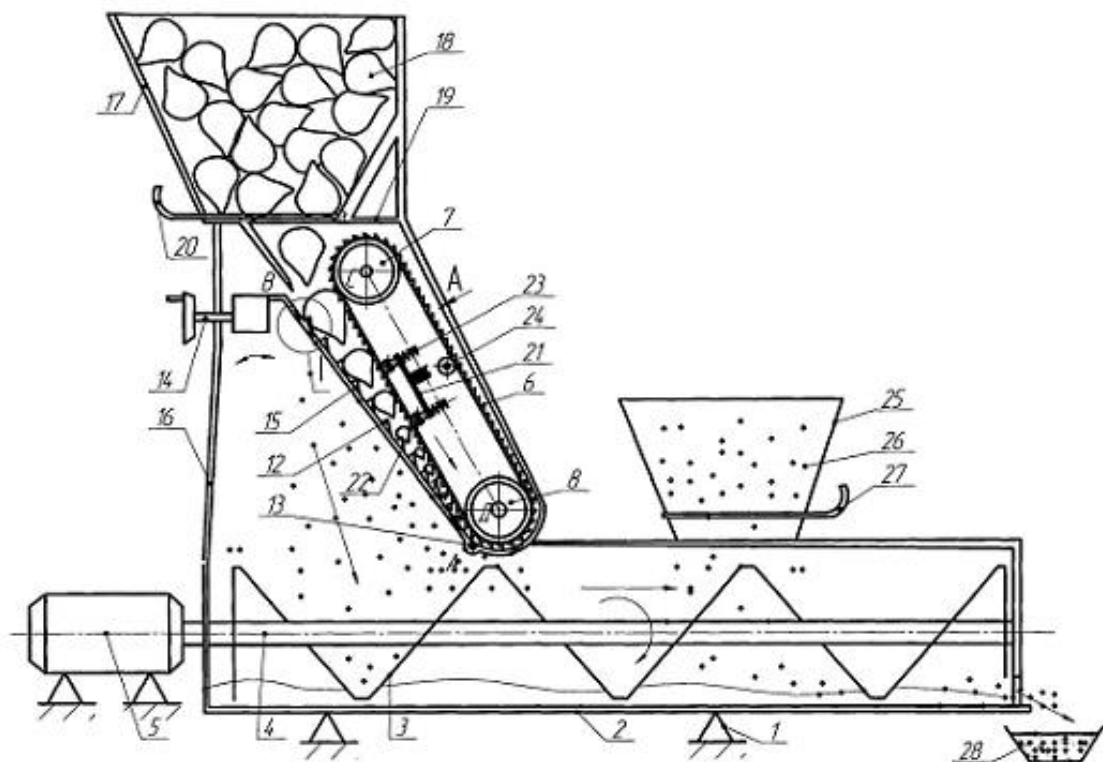


Рис. 3.1 Конструктивна схема установки для подрібнення і змішування кормів

Над жолобом 2 з лівої сторони встановлено ланцюговий багаторядний подрібнюючий конвеєр 6 з ведучим 7 і веденим зубчатими шківками 8, в яких до ланок ланцюгів через крок жорстко закріплені окремі подрібнюючі ножі 9

довжиною рівною ширині конвеєра з можливістю згинання при їх русі по шківках 7 і 8. Встановлення подрібнюючих ножів 9 через крок забезпечить вільне просипання подрібнюючого корму в жолоб 2. Рівномірно по довжині сусідніх ножів 9 в шахматному порядку виконані півкруглі ріжучі конічні елементи 10 з наскрізними вікнами 11, які нахилені в сторону руху ріжучих ножів 9. Крім цього на опорній стінці корпусу 12 подрібнюючого конвеєра в зоні подрібнення корму, яка встановлена співвісно до робочих ножів 9 конвеєра під кутом меншим від твірної рухомої ріжучої вітки конвеєра до горизонту. На шарнірах 13 знизу в зоні між рухомими і нерухомими ріжучими елементами ножі за допомогою регулювального механізму 14 встановлені аналогічні ріжучі конічні елементи 15 з наскрізними вікнами 11 в шахматному порядку з нахилом в протилежну сторону з можливістю двохстороннього подрібнення корму. При цьому між опорною стінкою 12 корпусу зони подрібнення корму і твірною рухомого подрібнюючого конвеєра 6 утворена умовна трапеція АВСД в якій верхня основа ВС є більшою ніжньої АД за умови збільшення ВС за допомогою регулювального механізму 14, який жорстко закріплений на задній стінці 16.

Крім цього бункер 17 з кормовими буряками 18 жорстко встановлено на корпусі 19 подрібнюючого конвеєра. Регулювання подачі кормових буряків 18 здійснюється шибером 20. Натягування ланцюгів 6 з подрібнюючими ножами 9 здійснюється з середини конвеєра за допомогою натяжного пристрою 21 з роликами 22 і пружинами 23. Крім цього протилежна вітка ланцюгового конвеєра 6 підтримується від прогину роликом 24 відомої конструкції.

Крім цього для вільної подачі подрібнюючого корму з зони подрібнення здійснюється через вікно в нижній частині корпусу 12, яке на кресленні не показано.

Загальний вигляд експериментальної установки зображено на рис.3.2.



Рис. 3.2. Загальний вигляд експериментальної установки

Робота установки для подрібнення і змішування корму здійснюється наступним чином. Кормові буряки з бункера під власною вагою поступають в зону подрібнення при відповідному положенні шибера. Включається електродвигун і за допомогою рукоятки виставляють у відповідне положення опорну стінку корпусу в залежності від розмірів буряків і при роботі подрібнюючого конвеєра здійснюється їх подрібнення, маса яких поступає у жолоб куди поступає сипкий корм з бункера і за допомогою шнека змішується і поступає в ємність, де його відповідно використовують.

Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і отримання результатів зображено на рис.3.3.



Рис.3.3. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для дослідження експлуатаційних характеристик кормоподрібнювача змішувача

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n , при різних величинах кута нахилу бункера λ .

Для побудови графічних залежностей використовували пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

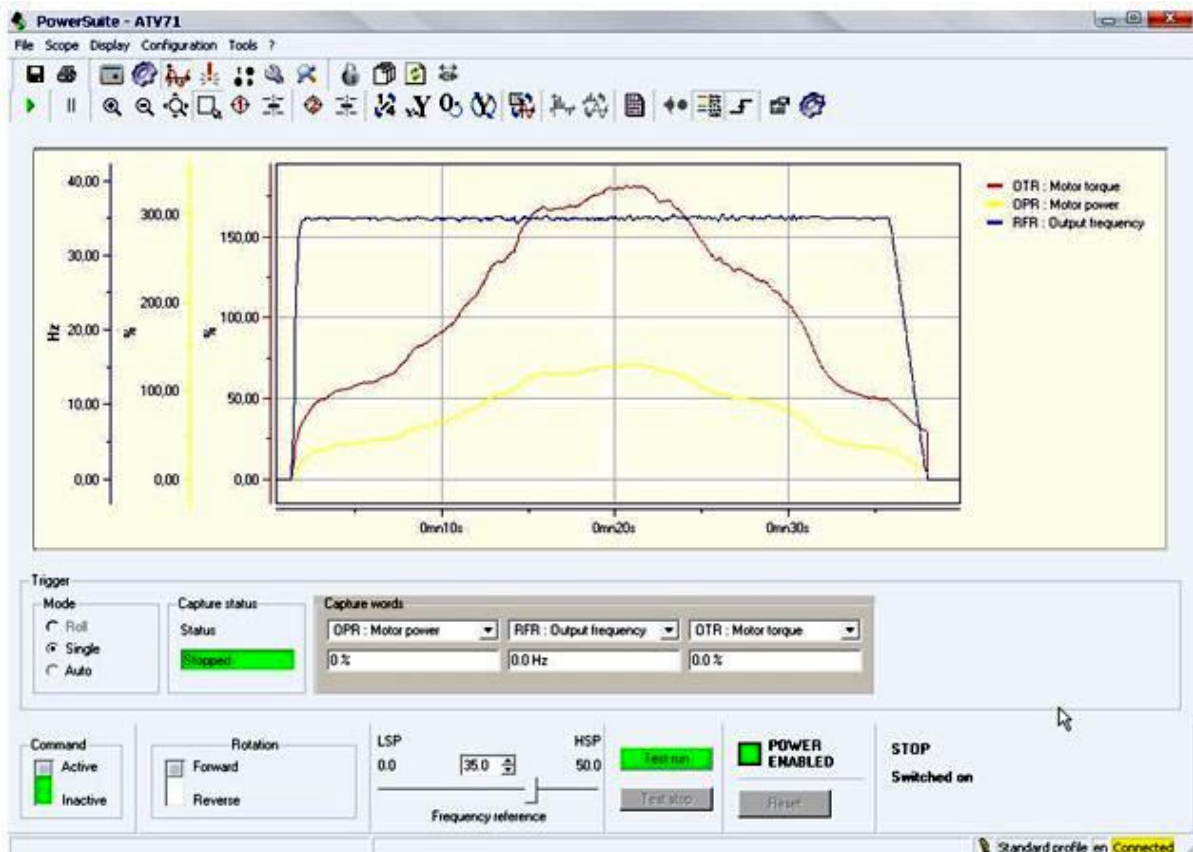


Рис.3.4. Вікно програми з отриманими результатами

Величини крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (1,5 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} H_M,$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);
 n – частота обертання (об/хв.).

Для нашого випадку: $M_n=14,39\text{Нм}$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкодера).

Продуктивність подрібнення та змішування кормових матеріалів визначали за допомогою електронної ваги (рис. 3.5).



Рис. 3.5. Загальний вигляд електронної ваги для визначення продуктивності подрібнювача коренеплодів

3.3. Програма і методика проведення експериментальних досліджень подрібнювача коренеплодів

Програма експериментальних досліджень конструктивних параметрів ріжучого апарату (незалежних факторів x_i) на продуктивність подрібнювача

коренеплодів та визначення величини максимального обертового моменту передбачала наступні етапи:

- проведення досліджень зміни крутного моменту різального апарату при подрібненні коренеплодів та оцінку впливу частоти обертання ножів, кута нахилу бункера та коефіцієнта завантаження бункера на величину крутного моменту подрібнення;

- проведення досліджень продуктивності різального апарату при подрібненні коренеплодів та оцінка впливу частоти обертання ножів, кута нахилу бункера та коефіцієнта завантаження бункера на продуктивність подрібнювача коренеплодів.

Методика експериментальних досліджень передбачала проведення різноманітних досліджень з використанням відповідного експериментального устаткування [25; 129]. Наприклад, для визначення продуктивності подрібнювача в залежності від зміни конструктивних параметрів проводились заміри маси транспортованого матеріалу за певний час за допомогою електронних ваг з точністю вимірювання ± 10 мг, де в якості подрібнюючого матеріалу використовувались кормовий буряк.

Загальноживані методики та відомі методи статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних проводилося оброблення отриманих даних експериментальних масивів для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3; 37; 41]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у певній послідовності (додаток Г).

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повнофакторного

експерименту (ПФЕ 3³) (таблиця 3.1.). Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментальних досліджень проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [3].

При цьому функцію відгуку (**параметр оптимізації**) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [37], який описує реальний експериментальний процес:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.2)$$

де Y - експериментальне значення;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів;

$x_i; x_1, x_2, x_3$ - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [37]:

Таблиця 3.1 - Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, Y			Середні значення, Y
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$Y_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
...
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Перевірку відтворюваності одержаних значень експериментального масиву при ідентичному числі повторюваності для кожного дослідю проводили за критерієм Кохрена [126]:

$$G = \frac{D_{Y_{max}}}{\sum_{U=1}^N D_{YU}},$$

де G – розрахункове значення критерію Кохрена;

$D_{Y_{max}}$ – числове значення максимальної дисперсії в u -й точці;

N – число дослідів у плані;

D_{YU} – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів проведених досліджень u -го експерименту.

Дисперсію відтворюваності експериментів визначали за формулою [126]:

$$D_{YU} = \frac{1}{m-1} \sum_{U=1}^N (Y_{Uj} - \bar{Y}_U)^2, \quad (3.3)$$

$$\bar{Y}_U = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Y_{Uj}, \quad (3.4)$$

де $m-1$ – число ступеня вільності;

Y_{Uj} – числове значення j -го відгуку u -го експерименту;

\bar{Y}_U – середньоарифметичне значення відгуку u -го експерименту;

m – число повторності кожного u -го експерименту.

Знайдені розрахункові значення критерію Кохрена порівнювали з табличним G_T [126]. Якщо умова $G \leq G_T(0,05; N; m-1)$ виконувалася, то дисперсії вважались однорідними, а це означає, що процес відтворюється.

Якщо гіпотеза про однорідність дисперсії затверджувалась, визначали дисперсію відтворюваності (середня дисперсія математичних очікувань) усього експерименту за формулою:

$$D_{\bar{Y}U} = \frac{1}{n} \sum_{U=1}^N D_{YU}, \quad (3.5)$$

де $n = mN$ – загальне число вимірів в плані.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома при умові ортогональності й симетрії визначали за наступними формулами:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактора емпіричного рівняння регресії:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{Y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{Y}_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2}; \quad (3.6)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} і b_{ijk} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{Y}_u}{n}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{Y}_u}{n}, \quad (3.7)$$

де x_{iu} – значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

\bar{Y}_u – середній результат u -го експерименту;

u – порядковий номер експерименту;

i – номер змінного фактора;

j, k – номер змінного фактора, відмінного від i -го.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [37]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{Y}_u)^2, \quad (3.8)$$

де n – кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту); $j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення досліду:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.9)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.10)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.11)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [3].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \quad (3.12)$$

Якщо умова значимості (3.11) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F -критерієм Фішера наступним чином [37]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.13)$$

де $N - g'$ - число ступені вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

\bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді;

\tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.14)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення досліджу;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [37]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (3.15)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини D [3, 110].

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «MathCad 6.0».

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими

стандартними методиками, при цьому величину відхилення («неузгодженості») визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю [3]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.16)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»; m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

3.4. Висновки

1. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності приготування кормової суміші та неоднорідності змішування різних видів матеріалів та якості за різного конструктивного виконання робочих органів за допомогою автоматизованого режиму ЧП серії ALTIVAR 71 та отриманням відповідних даних у ПК.

2. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення продуктивності подрібнення коренеплодів від зміни трьох основних факторів: частоти обертання ножів, кута нахилу бункера, та коефіцієнта завантаження бункера.

3. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення крутного моменту від частоти обертання ножів, кута нахилу бункера, та коефіцієнта завантаження бункера на продуктивність подрібнювача коренеплодів.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати експериментальних досліджень крутного моменту кормового подрібнювача при подрібненні коренеплодів

Для визначення впливу параметрів подрібнення коренеплодів та конструктивних параметрів подрібнювача на крутний момент (параметр оптимізації T) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності крутного моменту від зміни трьох основних факторів: частоти обертання ножів n , об/хв, кута нахилу терки λ , град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α град, тобто $T=f(n, \lambda, \alpha)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні крутного моменту

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв	X_1	x_1	20	40/-1	60/0	80/+1
кут нахилу терки λ , град	X_2	x_2	15	30/-1	45/0	60/+1
кут розміщення рухомого ножа до горизонту α град,	X_3	x_3	5	5/-1	15/0	20/+1

Дослідження крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме:

- частота обертання ножів, n , об/хв, який кодували індексом x_1 ;
- кут нахилу терки λ , град, який кодували індексом x_2 ;

– кут розміщення рухомого ножа до горизонту α град, який кодували індексом x_3 ;

Дослідження із визначення крутного моменту різального апарату подрібнювача проводились при подрібненні матеріалів з відповідною об'ємною масою: кормовий буряк – **710 кг/м³**; морква – **2150 кг/м³**, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для визначення впливу параметрів подрібнення коренеплодів та конструктивних параметрів подрібнювача (незалежних факторів x_i) на крутний момент (параметр оптимізації T) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності крутного моменту від зміни трьох основних факторів: частоти обертання ножів n , об/хв, кута нахилу терки λ , град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α град, тобто $T=f(n, \lambda, \alpha)$.

Після кодування факторів складали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = 3^3$, які відповідно наведено у табл. 4.2 і табл. 4.3.

З метою достовірної оцінки якості роботи подрібнювача під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [106], при цьому досліди провели в трикратній повторюваності.

При реалізації складених план-матриць, для усунення впливу на отримані результати величини продуктивності неконтрольованих і нерегульованих факторів, провели рандомізацію план-матриці методом випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [105].

Рандомізовані план-матриці багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведені у табл. 4.2 при подрібненні кормового буряка і у табл. 4.3 при подрібненні моркви.

Частоту обертання робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, кут нахилу терки - шляхом вкручування регулювального болта, кута нахилу ножів до горизонту – шляхом закріплення їх за допомогою шоблона.

Таблиця 4.2 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при подрібненні кормового буряка

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $T, Нм$			Середні знач-ня $T_c, Нм$
									Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$T_c, Нм$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	53,15	53,26	53,31	53,31
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	60,37	60,23	60,25	60,28
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	56,99	56,74	56,90	54,55
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	70,11	70,18	70,32	70,20
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	77,15	77,24	77,40	77,26
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	73,88	73,86	73,81	73,84
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	61,77	61,65	61,68	61,70
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	68,60	68,90	68,78	68,76
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	65,29	65,57	65,50	65,43
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	77,57	77,50	77,36	77,47
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	84,39	84,60	84,53	84,51
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	81,27	81,13	80,92	81,11
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	94,62	94,50	94,18	94,43
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	101,89	101,73	101,42	101,68
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	98,30	98,21	98,54	98,35
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	80,66	81,13	81,06	80,87
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	89,66	89,61	89,50	89,59
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	86,05	85,88	85,93	85,95
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	65,38	65,26	65,43	65,36
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	68,90	69,01	69,06	68,99
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	72,35	72,37	72,25	72,32
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	69,13	69,25	68,99	69,11
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	85,70	86,00	86,16	85,95

24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	77,33	77,38	77,22	77,31
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	80,64	73,98	74,05	73,88
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	80,80	80,90	81,06	80,92
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	77,54	77,64	77,22	77,47

Таблиця 4.3 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3
при подрібненні моркви

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, T, H_m			Середні знач-ня T_c, H_m
									Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	T_c, H_m
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	39,60	39,69	39,71	39,71
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	44,98	44,88	44,90	44,92
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	42,47	42,27	42,40	40,64
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	52,23	52,30	52,38	52,30
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	57,48	57,55	57,68	57,57
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	55,05	55,03	54,99	55,01
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	46,03	45,94	45,96	45,96
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	51,10	51,34	51,26	51,23
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	48,65	48,85	48,80	48,74
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	57,79	57,74	57,64	57,72
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	62,89	63,04	62,97	62,97
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	60,54	60,46	60,28	60,43
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	70,50	70,42	70,18	70,35
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	75,91	75,80	75,56	75,75
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	73,24	73,17	73,41	73,28
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	66,79	66,77	66,68	66,75
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	64,10	63,99	64,02	64,04
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	48,72	48,63	48,74	48,69
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	51,34	51,43	51,45	51,41
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	53,90	53,92	53,84	53,88
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	51,52	51,60	51,41	51,49
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	63,84	64,08	64,19	64,04
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	57,61	57,66	57,53	57,59

24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	60,09	55,12	55,16	55,05
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	60,20	60,28	60,39	60,28
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	57,77	57,85	57,53	57,72
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	39,60	39,69	39,71	39,71

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [3, 37].

Функцію відгуку (параметр оптимізації), крутний момент $T^i = f(n, h, R_k)$, визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 37]:

$$T^i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (4.17)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень

x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Дослідження визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частота обертання ножів n , об/хв, кута нахилу терки λ , град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α град [25]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

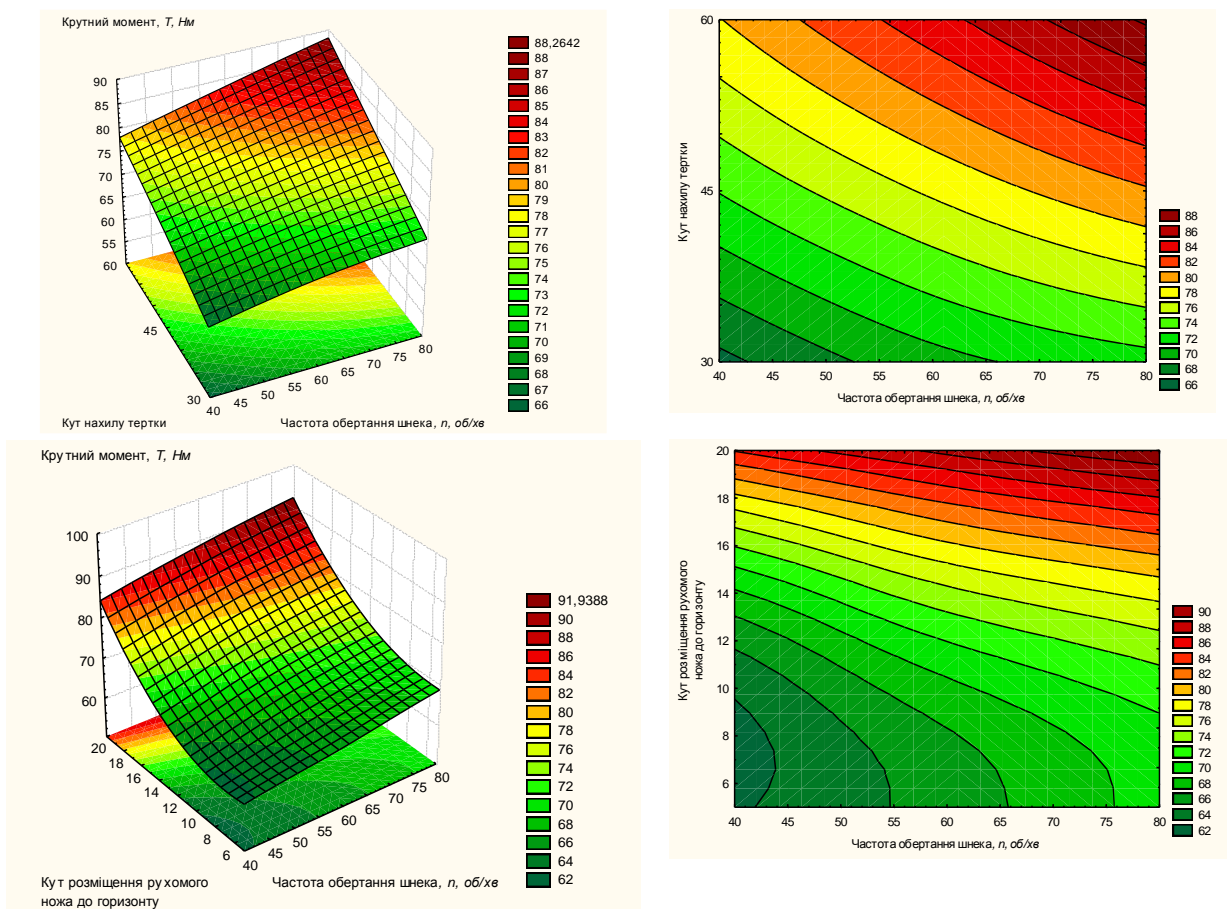
Загальний вигляд рівняння регресії максимального крутного моменту за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнюють:

$$T_{(буряк)} = -127 + 1,83n + 4,55\lambda + 9,044\alpha - 0,014n^2 - 0,047\lambda^2 - 0,336\alpha^2 \quad (4.18)$$

$$T_{(морква)} = -133,49 + 1,786n + 4,659\lambda + 7,546\alpha - 0,009n^2 - \\ -0,01n\lambda - 0,2n\alpha - 0,0043\lambda^2 - 0,239\alpha^2 \quad (4.19)$$

Графічні значення залежностей для визначення крутного моменту подрібнення при використанні матеріалу (кормовий буряк, морква) представлено на рис. 4.1-4.2. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

На рис. 4.1 - 4.2 зображено графічні залежності крутного моменту кормового подрібнювача-змішувача від частоти обертання ножів $n=40\dots80$ об/хв, кута нахилу терки $\lambda=15\dots45$ град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту $\alpha=5\dots20$ град



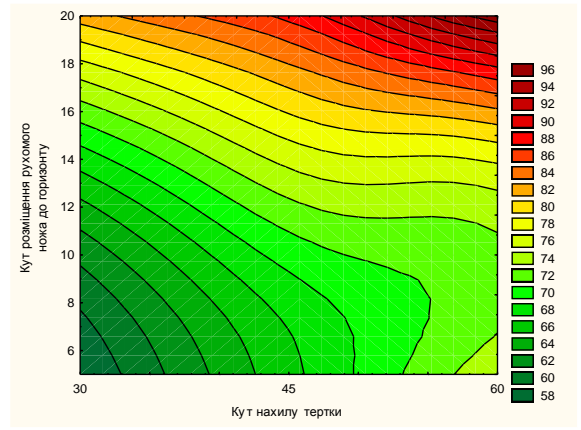
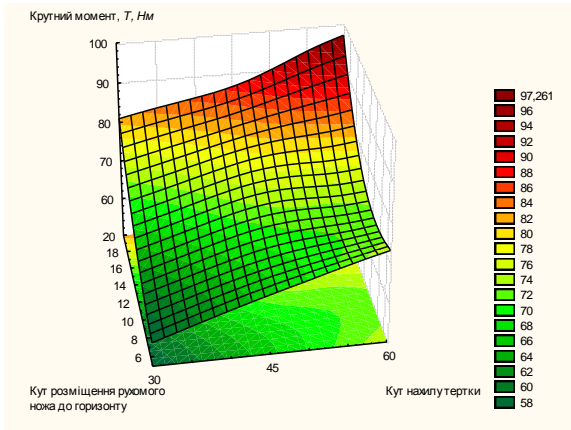
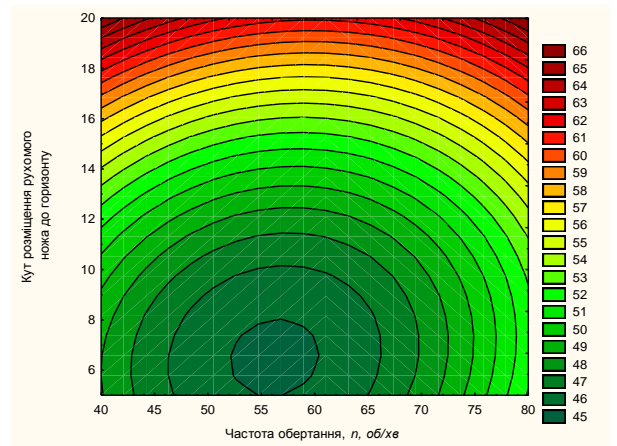
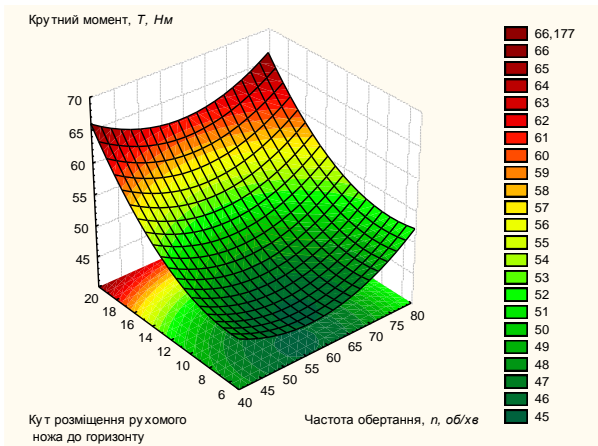
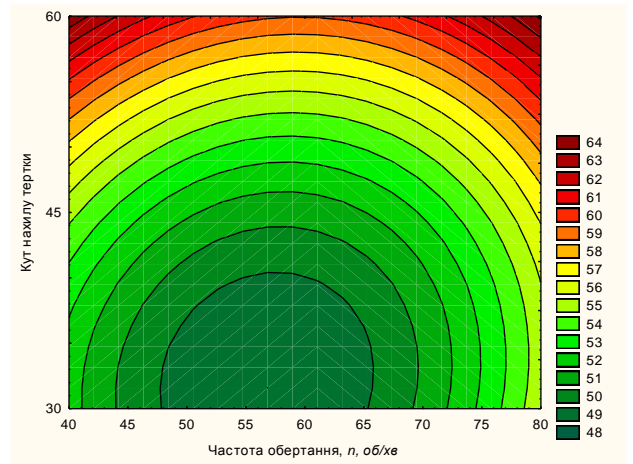
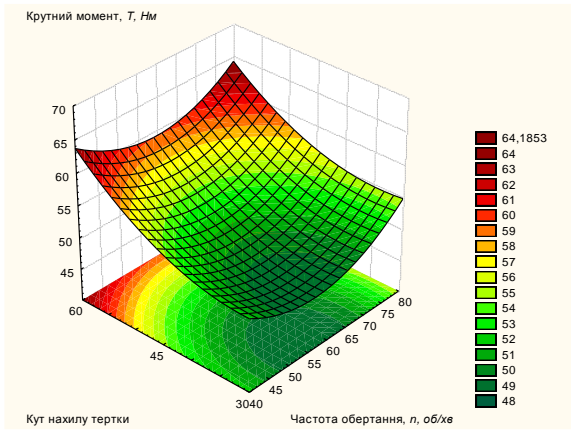


Рис.4.1. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на привідному валу від змінних факторів при подрібненні кормового буряка



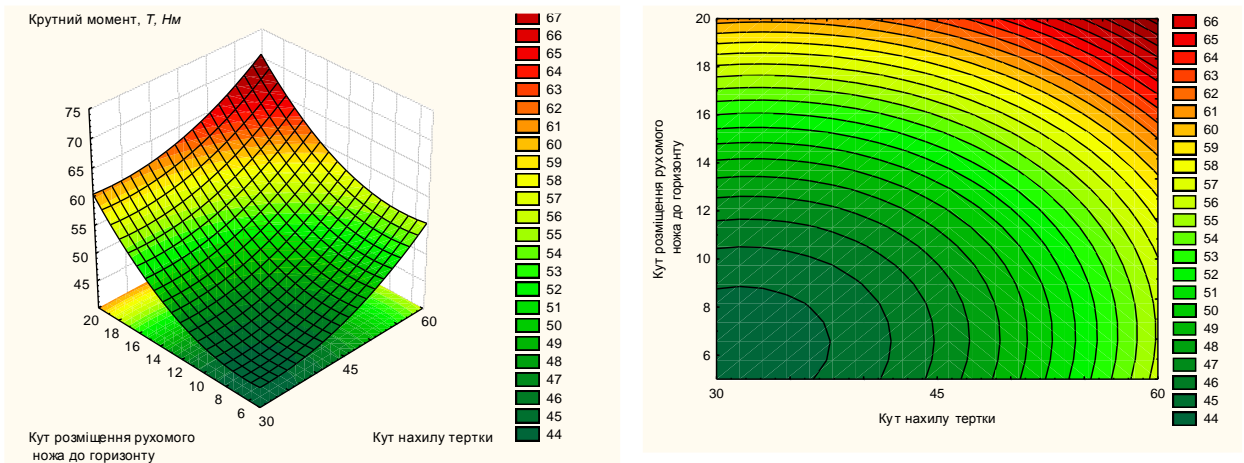


Рис.4.2. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на приводному валу від змінних факторів при подрібненні моркви

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n і кут нахилу тертки λ , однак і кут розміщення рухомого ножа до горизонту α також значно впливає на силові параметри процесу подрібнення. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $40 < n < 80$ (об/хв); $30^\circ < \lambda < 60^\circ$; $5^\circ < \alpha < 20^\circ$.

4.2. Результати експериментальних досліджень продуктивності подрібнювача-змішувача кормових коренеплодів

Для визначення впливу параметрів подрібнення та змішування кормових матеріалів та конструктивних параметрів подрібнювача на продуктивність (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3^3 , тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м, тобто $Q = f(n, \psi, D_k)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори

неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 4.3.

Дослідження продуктивності транспортування дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частота обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнт заповнення магістралі ψ , внутрішній діаметр кожуха магістралі D_k , м.

Таблиця 4.3 - Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні продуктивності змішування - транспортування

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв	X_1	x_1	30	30/-1	60/0	90/+1
коефіцієнт заповнення магістралі, ψ	X_2	x_2	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
діаметр кожуха магістралі, D_k , м	X_3	x_3	0,02	0,08/-1	0,12/0	0,14/+1

Дослідження із визначення продуктивності подрібнювача-змішувача проводились при подрібненні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: кормовий буряк – **710 кг/м³**; морква – **2150 кг/м³**, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для визначення впливу параметрів змішування сипкого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м, тобто $Q=f(n, \psi, D_k)$.

Після кодування факторів склали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів

$N = 3^3$, які відповідно наведено у табл.4.6 і табл.4.7.

Таблиця 4.6 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при подрібненні-змішуванні кормового буряка

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $Q, T/год$			Середні знач-ня $Q, T/год$
									Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$Q, T/год$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,36	0,35	0,36	0,36
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,80	0,80	0,80	0,80
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	0,57	0,57	0,56	0,57
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,67	0,67	0,67	0,67
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	1,09	1,09	1,09	1,09
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	0,86	0,86	0,86	0,86
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	0,50	0,50	0,50	0,50
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	0,94	0,94	0,94	0,94
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	0,57	0,57	0,58	0,57
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	1,07	1,07	1,07	1,07
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	1,50	1,51	1,51	1,51
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	1,28	1,28	1,29	1,28
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	1,36	1,36	1,36	1,36
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	1,80	1,80	1,80	1,80
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	1,57	1,57	1,58	1,57
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	1,21	1,22	1,22	1,21
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	1,65	1,65	1,65	1,65
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	1,43	1,42	1,42	1,42
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	0,72	0,72	0,72	0,72
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	1,16	1,16	1,15	1,16
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	1,07	1,08	1,08	1,07
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	1,01	1,01	1,01	1,01
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	1,45	1,45	1,45	1,45
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	1,22	1,22	1,22	1,22
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	0,86	0,86	0,86	0,86
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	1,31	1,31	1,30	1,30
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	1,07	1,07	1,07	1,07

З метою достовірної оцінки якості роботи гнучкого гвинтового конвеєра під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторюваність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [106], при цьому досліди провели в трикратній повторюваності.

При реалізації складених план-матриць, для усунення впливу на отримані результати величини продуктивності неконтрольованих і нерегульованих факторів, провели рандомізацію план-матриці методом випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [105].

Частоту обертання робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, коефіцієнт заповнення - шляхом зміни кількості подрібненого матеріалу, діаметр кожуха – шляхом зміни кожуха.

Таблиця 4.7 - Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³ при транспортуванні-змішуванні моркви

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $Q, T/год$			Середні знач-ня $Q, T/год$
									Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$Q, T/год$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,41	0,42	0,42	0,41
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,92	0,92	0,92	0,92
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	0,67	0,67	0,66	0,67
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,75	0,75	0,75	0,75
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	1,26	1,26	1,25	1,25
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	1,00	1,01	1,00	1,00
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	0,58	0,58	0,58	0,58
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	1,09	1,09	1,09	1,09
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	0,84	0,83	0,83	0,83
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	1,26	1,26	1,26	1,26
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	1,76	1,76	1,76	1,76

12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	1,51	1,51	1,51	1,51
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	1,60	1,59	1,59	1,59
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	2,09	2,10	2,10	2,10
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	1,85	1,84	1,84	1,84
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	1,42	1,43	1,42	1,42
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	1,93	1,93	1,92	1,93
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	1,67	1,68	1,68	1,68
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	0,84	0,84	0,83	0,84
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	1,34	1,34	1,34	1,34
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	1,09	1,09	1,09	1,09
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	1,17	1,17	1,17	1,17
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	1,68	1,67	1,67	1,68
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	1,43	1,42	1,43	1,42
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	1,00	1,00	1,01	1,00
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	1,50	1,51	1,51	1,51
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	1,26	1,26	1,25	1,26

Обробку одержаних експериментальних даних, які отримали після реалізації планових експериментів, проводили в такому порядку.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність $Q^i=f(n, \psi, D_k)$ визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [3, 37]:

$$Q^i = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (4.20)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень;

$x_i; x_1, x_2, x_3$ - відповідні кодовані фактори.

Дослідження продуктивності подрібнення і визначення крутного моменту на приводній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частоти обертання шнека, n , об/хв, коефіцієнта заповнення магістралі, ψ та діаметр кожуха D_k , м.

Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодіваних величинах дорівнюють:

- для транспортування буряка:

$$Q_{\text{буряк}} = -8,94 + 0,047n + 6,06\psi + 132,57D - 0,00037n^2 - 0,0039n\psi + 0,027nD - 5,554\psi^2 - 58,046D^2, \quad (4.21)$$

- для транспортування моркви:

$$Q_{\text{морква}} = -10,716 + 0,05n + 6,665\psi + 161,465D - 0,00042n^2 - 6,249\psi^2 - 70,186D^2 \quad (4.22)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності подрібнювача при використанні матеріалу (кормовий буряк, морква) представлено на рис. 4.3-4.4. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

На рис. 4.3 і рис. 4.4 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни продуктивності від частоти обертання робочого органу n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ , та діаметра кожуха D_k .

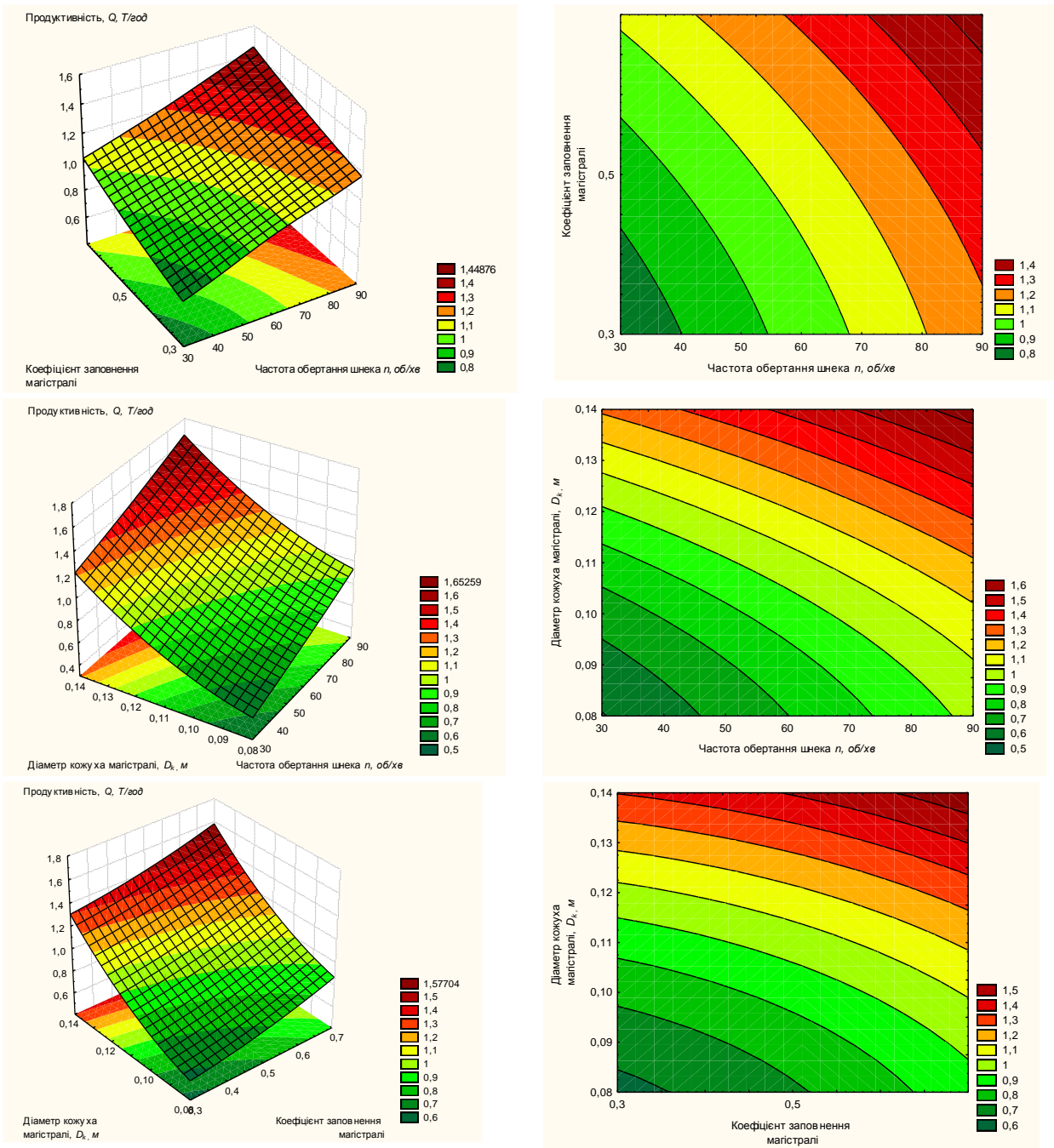


Рис.4.3. Поверхні відгуку та їх двовірний переріз зміни продуктивності від змінних факторів при подрібненні-змішуванні кормового буряка

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на продуктивність Q є діаметр кожуха магістралі D та кількість обертів робочого органу n , а коефіцієнт заповнення магістралі ψ має менший вплив. Факторне поле визначалось діапазоном зміни параметрів: $30 < n_1 < 90$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,7$; $0,08 < D < 0,16$ (м).

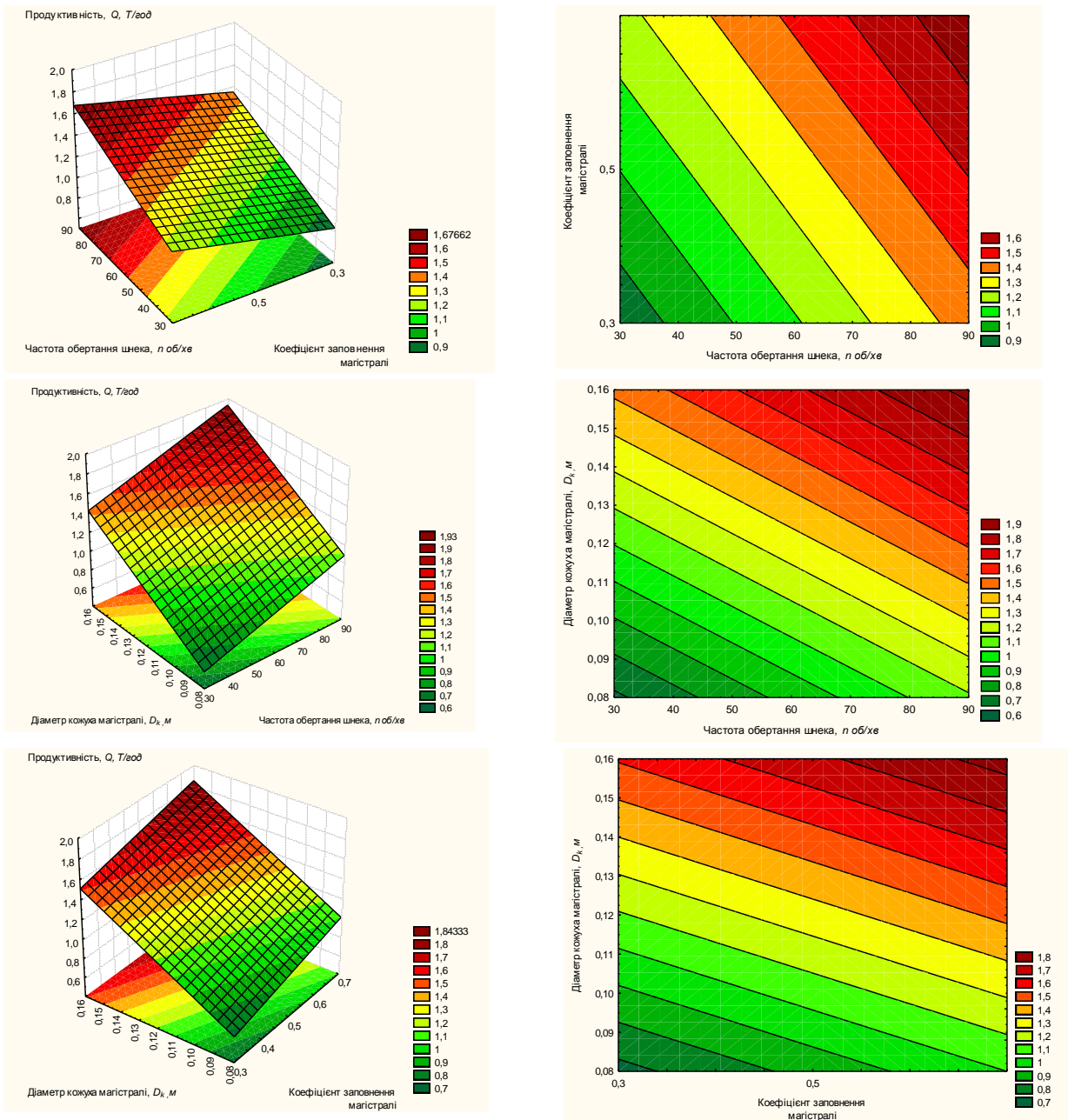


Рис.4.4. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни продуктивності від змінних факторів при подрібненні змішуванні моркви

4.3. Висновки

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n і кут нахилу тертки λ , однак і кут розміщення рухомого ножа до горизонту α також значно впливає на силові параметри процесу подрібнення. Факторне

поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $40 < n < 80$ (об/хв); $30^\circ < \lambda < 60^\circ$; $5^\circ < \alpha < 20^\circ$.

2. Проведені дослідження з визначення впливу кількості обертів n , коефіцієнту заповнення магістралі ψ і діаметр магістралі D на продуктивність при транспортуванні-змішуванні корму. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину продуктивності є частота обертання робочого органу n , а найменш впливовим є діаметра кожуха D_k , однак і величина коефіцієнта заповнення магістралі ψ також суттєво впливає на продуктивність процесу транспортування. Факторне поле визначалось наступним діапазоном зміни параметрів: $30 < n < 90$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,7$; $0,06 < D < 0,1$ (м).

РОЗДІЛ 5

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПОДРІБНЮВАЧІВ ТА ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

5.1. Структурний синтез агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей

На основі виконаного аналізу впливу різних факторів на процес подрібнення і змішування кормових сумішей та сучасних вимог до їх роботи шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [3, 4] створено нові схеми подрібнювачів. Для цього складена морфологічна матриця у вигляді таблиці (табл. 5.1), що містить в собі обмежену кількість елементів агрегатів для подрібнення і змішування та зв'язків між ними, що представляють основні конструктивні ознаки подрібнювачів - змішувачів (рис. 5.1). При цьому таблиця поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів подрібнювачів - змішувачів і зв'язки між ними. До складу стовбців внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: механізм приводу, механізм завантаження, механізм вібраційного навантаження, механізм дифракційного калібрування, механізм транспортуально-змішувачий механізм, механізм регулювання кута нахилу, механізм пересипу, механізм виантажувальний механізм, етжість, механізм автоматичного керування.

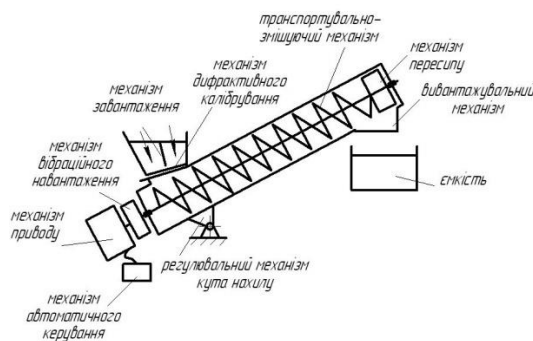


Рис. 5.1. – Структурна схема агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей

Таблиця 5.1 – Морфологічна таблиця конструктивних елементів агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей

Механізм приводу		Транспортерно-змішувачий механізм			Подрібнюючий механізм		8. Механізм завантаження	9. Розташування агрегата	10. Корпус	11. Ємність	12. Механізм керування	
1. Кількість	2. Вид	3. Вид руху	Робочий орган		6. Вид руху	7. Робочий орган						
			4. Лопатки	5. Шнек								
1.1 Один	2.1 Електро-двигун	3.1 Циклічний	4.1 Немає	5.1 Звичайний	6.1 Циклічний	7.1 Конусні подрібнювачі	8.1 Гравітаційний	9.1 Вертикальне	10.1 Нерухомий	11.1 Стационарна	12.1 Електроперемикач	
1.2 Два	2.2 Пневмопривід 2.3 Гідропривід	3.2 Безперервний	4.2 Гвинтові	5.2 З прорізами по зовнішньому діаметрі	6.2 Безперервний	7.2 Шнекові подрібнювачі	8.2 Примусовий	9.2 Горизонтальне	10.2 Обертвий	11.2 Рухома	12.2 Механічне	
1.3 Три		3.3 З тимчасовими зупинками	4.3 Прямі	5.3 З отворами	6.3 З тимчасовими зупинками	7.3 Ножі	8.3 роздільний	9.3 Під кутом	10.3 Коливальний	11.3 Конвеєрна	12.3 Гідропневмозолотники	
1.4 Декілька		3.4 З прискореннями і сповільненнями	4.4 З прорізами	5.4 З прорізами по внутрішньому діаметрі	6.4 З прискореннями і сповільненнями			8.4 Із калібруванням	9.4 Змінне	10.4 Із складним рухом		12.4 ЧПК
1.5 Немає				4.5 З виступами	5.5 Конічні							
				4.6 Чашкоподібні	5.6 Змінного кроку							
			4.7 Змінних розмірів	5.7 Профільні								
			4.8 Складного профілю	5.8 Гофровані								
				5.9 Змінної жорсткості							12.5 Комбіноване	

Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а при появі нової інформації – за рахунок додаткових ознак. Представлений варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою не створювати у моделі несуттєву інформацію, яка ускладнює вибір корисної.

Морфологічна модель агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей (табл. 1) також представлена у вигляді морфологічних матриць 5.1, що утворюються шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. Тобто, в загальному випадку, схему агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей можна представити як

$$M_{АПЗ} = |M_{МП}| \wedge |M_{ТЗМ}| \wedge |M_{ПЗ}| \wedge |M_{МЗ}| \wedge |M_{РА}| \wedge |M_{К}| \wedge |M_{С}| \wedge |M_{МК}|.$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей, що входять в морфологічну матрицю є дуже великою $N = 49766400$, що важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень.

Для спрощення матриці обмежуємо кількість видів виконання конструктивних елементів та виділяємо найбільш суттєві. При цьому одержуємо скорочену матрицю 5.2 із загальною кількістю можливих варіантів $N_{II}^V = 349920$, що значно менше ніж для першого варіанту.

Морфологічні матриці агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей:

повна:

$$M_{ГК1} = \begin{matrix} & & \begin{matrix} |3.1 & 4.1 & 5.1| \\ |3.2 & 4.2 & 5.2| \\ |3.3 & 4.3 & 5.3| \\ |3.4 & 4.4 & 5.4| \\ |4.5 & 5.5| \\ |4.6 & 5.6| \\ |4.7 & 5.7| \\ |4.8 & 5.8| \\ |5.9| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} \begin{matrix} |6.1 & 7.1| \\ |6.2 & 7.2| \\ |6.3 & 7.3| \\ |6.4 & 7.3| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} |8.1| \\ |8.2| \\ |8.3| \\ |8.4| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} |9.1| \\ |9.2| \\ |9.3| \\ |9.4| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} |10.1| \\ |10.2| \\ |10.3| \\ |10.4| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} |11.1| \\ |11.2| \\ |11.3| \end{matrix} & \wedge & \begin{matrix} |12.1| \\ |12.2| \\ |12.3| \\ |12.4| \\ |12.5| \end{matrix} \end{matrix}; \quad (5.1)$$

скорочена:

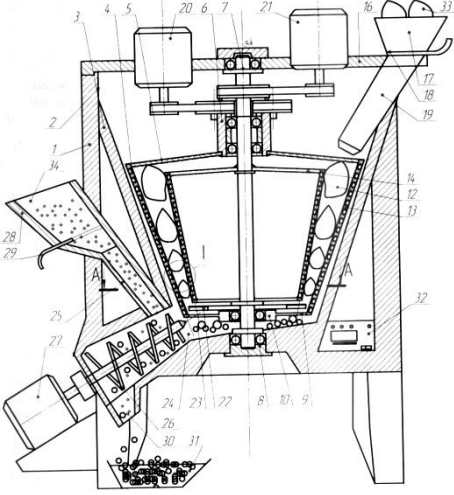
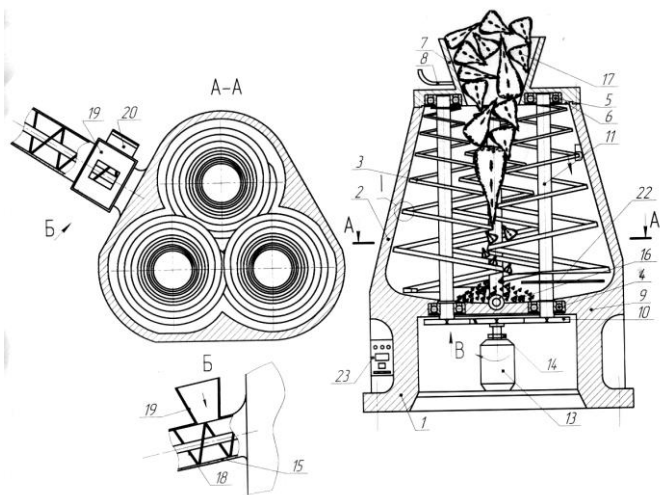
$$M_{ГКІ} = \begin{matrix} | 3.1 & 4.1 & 5.1 \\ | 3.2 & 4.2 & 5.2 \\ | & 4.3 & 5.3 \\ | & 4.4 & 5.4 \\ | & 4.5 & 5.5 \\ | & 5.6 \\ | & 5.7 \\ | & 5.8 \\ | & 5.9 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} | 6.1 & 7.1 & | 8.1 \\ | 6.2 & 7.2 & | 8.2 \\ | & 7.3 & | 8.3 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} | 9.1 \\ | 9.2 \\ | 9.3 \\ | 9.4 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} | 10.1 \\ | 10.2 \\ | 10.3 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} | 11.1 \\ | 11.2 \\ | 11.3 \end{matrix} \wedge \begin{matrix} | 12.1 \\ | 12.2 \end{matrix} \cdot \quad (5.2)$$

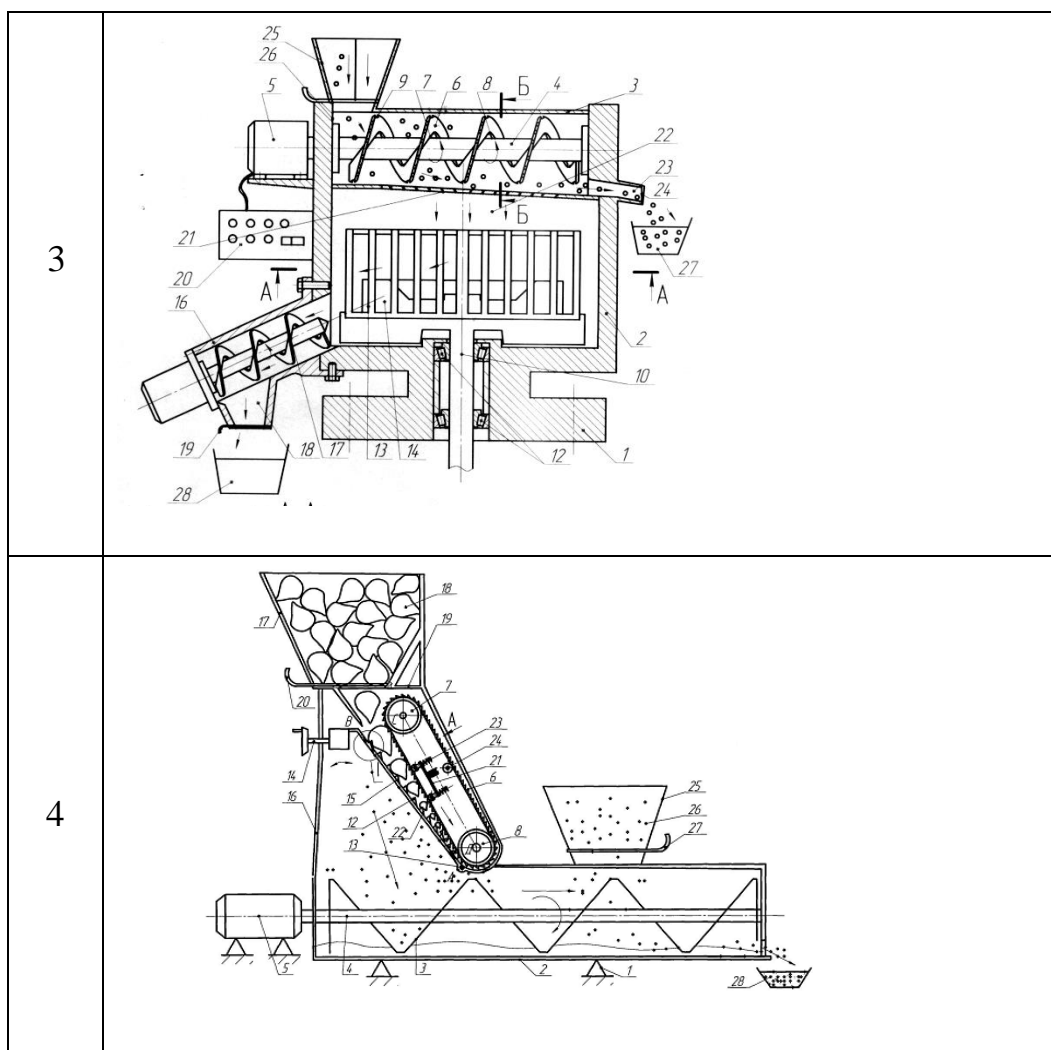
Серед різних варіантів синтезованих агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей шляхом експертної оцінки обрано чотири, що мають покращенні експлуатаційні характеристики морфологічні формули яких представлені в табл. 5.2, а декілька конструктивних схем - в табл. 5.3. Обрані схеми реалізовані у відповідних конструкціях, які захищені патентами України [75,79,80].

Таблиця 5.2 - Морфологічні формули синтезованих агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей

Морфологічні формули агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей
$X_1 = 1.3-2.1 ^{\wedge} 3.2-4.2-5.6 ^{\wedge} 6.2-7.1 ^{\wedge} 8.1 ^{\wedge} 9.1 ^{\wedge} 10.1 ^{\wedge} 11.1 ^{\wedge} 12.2 $
$X_2 = 1.1-2.1 ^{\wedge} 3.2-4.2-5.5 ^{\wedge} 6.2-7.2 ^{\wedge} 8.1 ^{\wedge} 9.1 ^{\wedge} 10.1 ^{\wedge} 11.3 ^{\wedge} 12.1 $
$X_3 = 1.1-2.1 ^{\wedge} 3.2-4.2-5.1 ^{\wedge} 6.2-7.3 ^{\wedge} 8.1 ^{\wedge} 9.2 ^{\wedge} 10.1 ^{\wedge} 11.1 ^{\wedge} 12.2 $
$X_4 = 1.2-2.1 ^{\wedge} 3.2-4.2-5.2 ^{\wedge} 6.2-7.2 ^{\wedge} 8.1 ^{\wedge} 9.1 ^{\wedge} 10.1 ^{\wedge} 11.1 ^{\wedge} 12.1 $

Таблиця 5.3 - Синтезовані конструкції агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей

№ п/п	Загальний вигляд гвинтового конвєсера
1	2
1	
2	



5.2 Нові конструкції подрібнювачів та змішувачів кормів

Необхідну довжину шнекового змішувального робочого органу за умови заданої дисперсії часу перебування частинок у змішувачі визначається з залежності [1]

$$L = \sqrt{\frac{2D_L \tau}{S'}} \quad (5.3)$$

де D_{L0} – коефіцієнт повздовжнього змішування сипких матеріалів;

τ - час, необхідний для зниження ... на вході до заданої величини ...,с;

S' - відносна дисперсія часу перебування частини у змішувачі.

Обсяг фактичного перемішування $V_{фб}$ можна визначити за формулою

[2]

$$V_{\phi\delta} = \frac{Q\Delta t_n}{\rho_c}, \quad (5.4)$$

де Q – продуктивність змішувача, кг/с;

Δt_n - тривалість змішування (проміжок часу від появи від появи контрольного компонента до максимального його значення), с;

ρ_c - насипна щільність суміші, кг/м³ .

Величину подачі матеріалу у змішувачах через вихідний отвір можна визначити за формулою:

$$Q = 0,013[(D + 2\lambda)^2 - d^2]sn\rho\beta l, \quad (5.5)$$

де D - діаметр шнека, м;

d - діаметр вала гвинта, м;

λ - радіальний зазор між зовнішньою кромкою гвинта і внутрішньою поверхнею кожуха шнека, м;

s - крок шнека, $n = (0,8-1,2)D$;

n - частота обертання шнека, с⁻¹, для рухомих матеріалів становить 0,66-1,3 с⁻¹, для матеріалів зниженої рухомості 0,33-0,66 с⁻¹;

ρ - коефіцієнт наповнення (0,8-1);

l - коефіцієнт, який враховує зменшення величини подачі від кута нахилу φ його до горизонту (при $\varphi = 10, 20, 30, 40^\circ$ відповідно $l = 0,8; 0,65; 0,58; 0,52$).

Величину подачі можна регулювати зміною частоти обертання шнека і регулюванням засувки у вхідній частині.

Потужність, необхідна для привода шнека, визначається за формулою [3]:

$$N = \frac{Q}{36710^3 \eta} (L_x \omega + H) K, \quad (5.6)$$

де L_x - горизонтальна проекція шляху переміщення, м;

ω - коефіцієнт опору переміщенню матеріалу в корпусі дозатора;

H - висота піднімання, м;

K - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя у підшипниках (1,1 - 1,2);

η - ККД привода.

Для визначення степені θ однорідності змішаних матеріалів на основі аналізу взятих проб використовують різні формули, з яких найбільш поширена є формула А.А.Лапшина []:

$$\text{при } V_i < B_0 \theta = \sum (V_i / B_0) / n, \quad (5.7)$$

$$\text{при } V_i > B_0 \theta = \sum [2(B_0 - V_i) / B_0] / n, B, \wedge B_0 \theta =$$

де n - число проб;

V_i - доля меншого компонента в пробі;

B_0 – доля меншого компонента в ідеальній пробі.

Виходячи із формули (5.5) можна вивести, що ступінь однорідності буде:

$$\theta = 100 \sqrt{\sum (V_i - B_0)^2 / (n-1) B_i}. \quad (5.8)$$

Нижче приведені нові конструкції шнекових змішувачів і подрібнювачів кормових сумішей тварин.

Широкострічковий робочий орган (рис.5.2) виконано у вигляді стрічки 1 навитої на ребро, причому виток гвинтового робочого органу по ширині складається з трьох зон. Перша зона 2 виконана по внутрішньому діаметру, в якій спеціально виконані радіальні вирізи 3 трикутної або іншої форми перпендикулярно до осі гвинтового елемента, щоби при скручуванні стрічки 1 у виток довжина внутрішнього кола гвинтового елемента була рівною розглянутого витка на крок, а віддаль між сусідніми твірними вирізів в основі повинна бути в 2...3 рази більшою максимальних розмірів частинок сипких матеріалів.

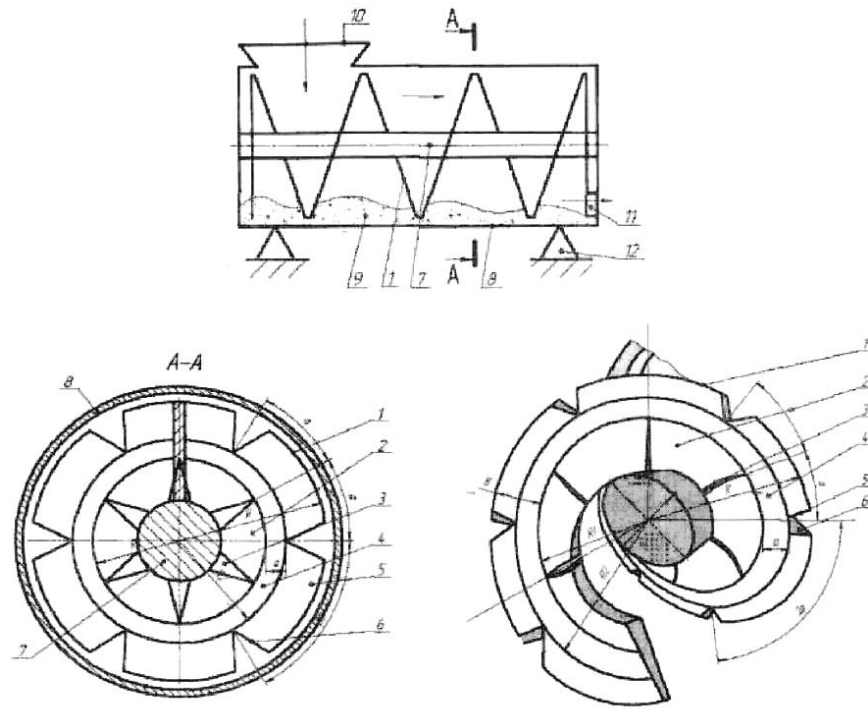


Рисунок 5.2 – Широкострічковий робочий орган

Друга зона 4 є суцільною і має ширину $\alpha \approx (8...12)H$, де H – товщина стрічки заготовки. Це ширина вибрана з умови нормального технологічного навивання.

Третя зона 5 розміщена по зовнішньому діаметру гвинтового робочого органу має ширину, виходячи з заданої продуктивності гвинтового робочого органу з вирізами 6 по зовнішньому діаметру трикутної або іншої форми, які розміщені відносно внутрішніх вирізів 3 на величину a . Це стосується змішувальних робочих органів, а в теплообмінниках замість вирізів 6 можна виконувати гофровані елементи різної форми і товщини. Гвинтовий робочий орган 1 жорстко кріпиться до вала 7 і встановлюється в циліндричний кожух 8 і здійснює, наприклад, змішування сипких матеріалів 9 при їх транспортуванні по ньому, засипання яких здійснюється через горловину 10 і вихід їх через вікно 11. Сам кожух 8 встановлюються в опори 12.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється наступним чином.

Сипкі матеріали засипають через горловину 10 у гвинтовий конвеєр. При обертанні гвинтового робочого органу 1 сипкий матеріал 10 переміщується по щілинах внутрішнього 3 і зовнішнього 6 діаметрів, що сприяє покращенню процесу змішування сипких матеріалів.

Представлена конструкція широко стрічкового гвинтового робочого органу забезпечує розширення технологічних можливостей і підвищення ефективності їх роботи.

Роторно-шнекова дробарка (рис. 5.3) складається з копуса 1, на якому жорстко кріпиться привід 2, системи зубчатих передач 3, 4, 5 і 6, які служать для передачі обертового руху від приводу до завантажувально-розвантажувальної труби 7, ротор-шнека 8, корпусу 9 і кронштейн – зубчасте колесо 1. Шнек ротора шнека 8 виконано у вигляді конуса з щільно навитими витками, по периферії яких створені вільні трикутні зони для розміщення зерна. Знизу до ротор-шнека 8 жорстко кріпиться кронштейн – зубчасте колесо 10 циліндричної ступінчастої форми, яке в нижній частині виконане у вигляді зубчастого зачеплення.

Система “ротор-шнек” 8 і “кронштейн-зубчасте колесо” 10 провертається навколо осі для подачі сипкого матеріалу в напрямку осьового переміщення. Ротор-шнек 8 внутрішнім отвором взаємодіє із завантажувально-розвантажувальною трубою 7, яка має дві точки опори зверху в кришці 11 і знизу – в корпусі 9. Для накопичення зерна використовується бункер 12, оснащений системою регулювання подачі зерна-маховиком 13, валом 14, шибер-конусом 15. Бункер 12 жорстко кріпиться до фланця 16, який з'єднаний з кронштейном 17 і корпусом.

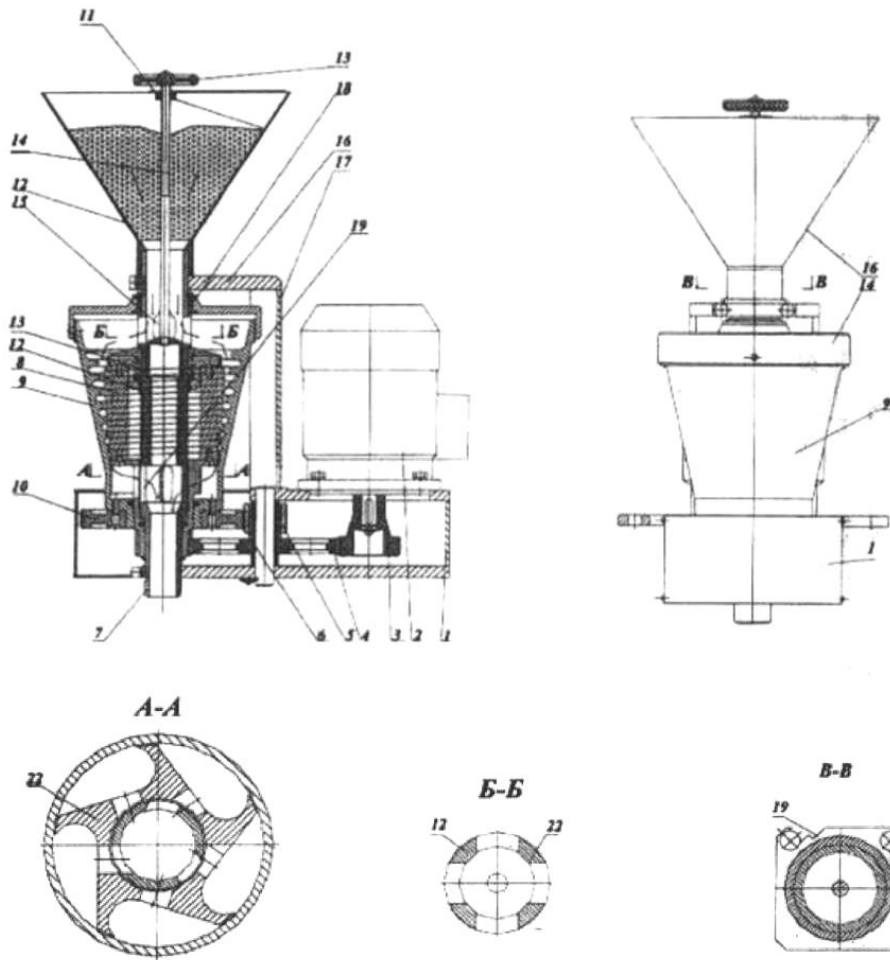


Рисунок 5.3 – Роторно-шнекова дробарка

У верхній частині завантажувально-розвантажувальної труби 7 виконано вікна 18 для подачі зерна в зону подрібнення. В нижній частині цієї труби виконано вікна 19 для відведення подрібненого зерна з зони подрібнення в тару готової продукції (на кресленні не показано).

Ротор-шнек 8 встановлений на завантажувально-розвантажувальній трубі 7 в двох підшипниках ковзання зверху і знизу з можливістю відносного кругового і осьового переміщення. Осьовим переміщенням регулюється величина зазору між ротором-шнеком 8 і корпусом 9, що забезпечує регулювання величин фракцій помолу. Параметри гвинтової канавки в конусній частині – глибина канавки $(0,4-0,9)d$, крок спіралі $t=(0,18-4,5)d$, де d – діаметр зернини.

Кінематична частина дробарки складається з рухомого та

нерухомого кінематичних ланцюгів. В рухомий кінематичний ланцюг входить два кінематичних зв'язки: перший забезпечує рух корпусу 9, який здійснюється від електродвигуна 2 системою шестерень 3, 4, 5, 6, через кронштейн-зубчасте колесо 10; другий забезпечує рух ротора-шнека 8 від електродвигуна 2 через систему шестерень 3, 4, 10.

Технологічний процес подрібнення здійснюється наступним чином. Зерно для його подрібнення засипається в бункер 12 при закритому шиббер-конусі 15. Вмикається електродвигун і обертовий рух передається на корпус 9 і ротор-шнек 8, які обертаються в протилежні напрямки. Після цього за допомогою маховика 13, вала 14 і шиббер-конуса 15 відкриваються вікна 18 і технологічне переміщення здійснюється з бункера 12, через трубу 7, вікна 18 і в зону подрібнення, яка складається з ротор-шнека 8 і корпусу 9 між якими є зазор, який по мірі опускання вниз зменшується і його величина визначає величину фракції. Далі подрібнена маса проходить перетирання в нижній частині ротор-шнека 8 і переміщується через вікно 19 до виходу по стрілці з ємності.

Регулювання величини фракції подрібненого матеріалу здійснюється за рахунок регулювання величини зазору між корпусом 9 і ротор-шнеком 8, за допомогою регулювальних елементів, які розміщені в нижній і верхній частинах ротор-шнека (на кресленні не показані).

Для забезпечення нормального процесу подрібнення важливими складовими конструкції дробарки є кути нахилу і величини зазорів між робочими органами, які подані вище, а також швидкості їх обертання.

Тому мінімальну кількість обертів корпусу-конуса рекомендовано вибирати в межах 150-200 об./хв. і ротора-шнека – 300-400 об./хв.

Перевагою роторно-шнекової дробарки є забезпечення високої продуктивності і якості продукції подрібнення.

Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом (рис. 5.5) виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу 3 гвинтового змішувача.

До механізму регулювання 3 жорстко прикріплено корпус 4 гвинтового змішувача з транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу до якої жорстко до корпусу 4 закріплено електродвигун 6. До приводного вала електродвигуна 6 через запобіжну муфту 7 приєднано вал 8, до якого жорстко прикріплено гвинтовий робочий орган 9. Знизу до транспортної труби 8 приєднано бункер 10.

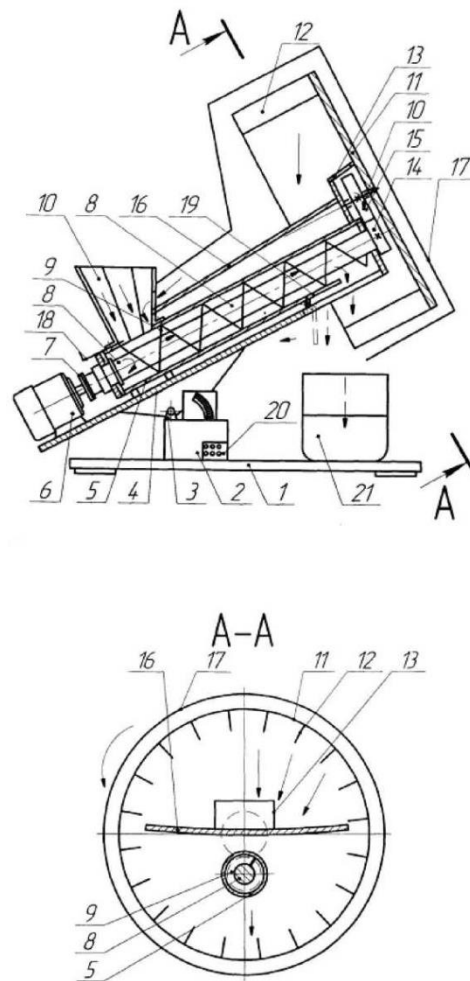


Рис. 5.5 – Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом.

В зоні верхнього кінця гвинтового робочого органа 9 на валу привода 10, паралельно до вала 8 з гвинтовим робочим органом 9, жорстко встановлено приводний диск 11 піднімально-транспортного механізму круглої форми з можливістю кругового повертання. По периферії приводного диска 11 перпендикулярно до його площини зі сторони верхнього кінця транспортної труби 5 рівномірно по колу

встановлені ємності 12 у вигляді прямокутних призм, які відкриті з середини. При цьому вал приводу 10 приводного диска 11 жорстко встановлено у верхній частині 13 корпуса 4 з можливістю кругового провертання, а його привод здійснено від шестерні 14 вала 8 на шестерню 15 привідного вала 10, яка жорстко на ньому закріплена.

Крім цього зверху над циліндричною трубою 5 встановлена скатна півкругла труба 16, лівий кінець якої з'єднаний з зоною завантаження змішувача, а правий – з зоною розвантаження прямокутних ємностей 12. Піднімально-пересипний механізм з ємностями 12 разом зі скатною півкруглою трубою 16 герметично закриті металічним корпусом 17. На вході змішувача під бункером 10 встановлено шибер 18, а на виході – шибер 19. Керування роботою змішувача здійснюється з пульта керування 20, а готовий змішуваний матеріал зсипається в ємність 21.

Робота гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом здійснюється наступним чином. В бункер 10 засипають складники сипких матеріалів змішування в заданих пропорціях. Сипкий матеріал поступає по стрілках на шнек 9, який обертається і при обертанні шнека матеріал змішується, переміщається вгору і при закритому шибері 19 поступає в ємності 12. При обертанні поворотного диска 11 піднімально-пересипного механізму він піднімається вгору і висипається на скатну півтрубу 16 і зсипається вниз в зону додаткового змішування. При готовності до використання порошкового змішаного матеріалу шибер 19 відкривають і цей матеріал зсипається в ємність 21.

До переваг гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування.

Подрібнювач січки сухих рослинних стебел (рис. 5.6) складається з основи 1, боковин 2 і 3 з пазами 4, упорних дисків 5 і 6, різального барабану 7 з ножами 8 встановленого на підшипниках 9, 10, протиризальних пластин 11, стяжних тросів 12, 13, бункера 14 з подаючим

шнековим механізмом 15, піддона 16 з вихідним патрубком 17.

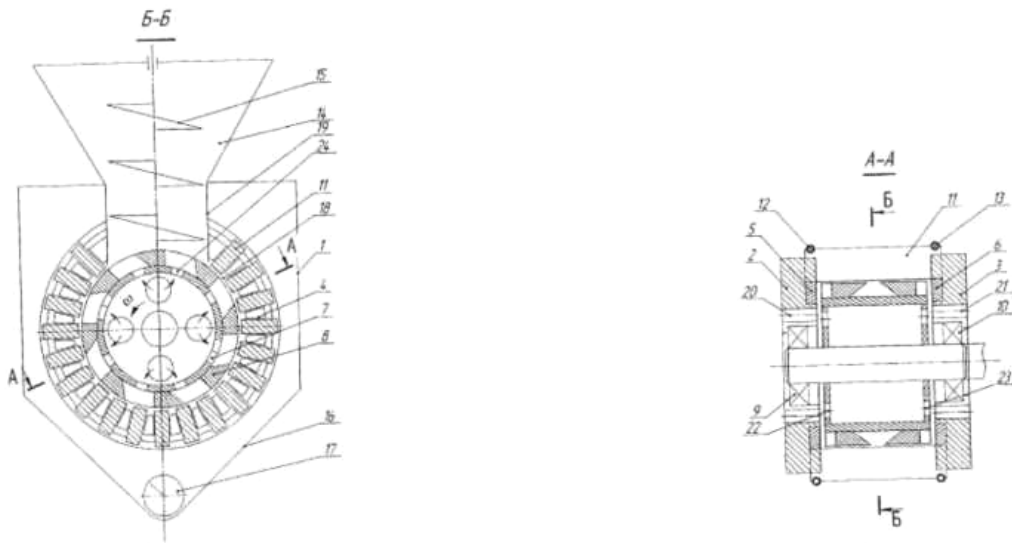


Рис. 5.6 – Подрібнювач січки сухих рослинних стебел

Робота подрібнювача січки сухих рослинних стебел здійснюється наступним чином. Приводять в обертний рух різальний барабан 7 з ножами 8 з швидкістю $\omega > 314 \text{ рад/сек}$. При цьому ножі 8 працюють як лопасті вентилятора і створюють повітряний кільцевий потік, який ковзає по внутрішній поверхні протирізальних пластин 11 і через щілини між ними 18 під дією відцентрової сили виривається в об'єм піддона 16 і шнекову трубу 19. Приводять в обертний рух шнековий механізм 15 і подають січку в бункер 14. Січка заповнює шнекову трубу 19, перекриває вихід повітряного потоку, і на виході з неї подрібнюється ножами 8. Подрібнені частинки січки подають в міжзубовий об'єм і під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні протирізальних пластин 11, ковзають по ній і з допомогою повітряного потоку, який проходить через отвори 20, 21 в боковинах 2 і 3, отвори 22, 23 в торцевих стінках барабана 7, отвори 24 в циліндричній стінці барабана 7, щілини 18 між протирізальними пластинами 11 частково провалюються в щілини 18 і обрізаються ріжучими кромками ножів 8 і протирізальних пластин 11. Таким чином подрібнена січка виноситься повітряним потоком в об'єм піддона 16 і через патрубок 17 в циклон.

До переваг відноситься простота конструкції, технологічність при виготовленні та відновленні ріжучих кромek в період експлуатації, а також висока ступінь подрібнення.

5.3. Виробнича та економічна ефективність кормового подрібнювача - змішувача

Розроблений експериментальний зразок подрібнювача–змішувача проходив виробничі випробування на базовому підприємстві ПАТ «Рівнесільмаш» м. Рівне, яке займається підготовкою до серійного виробництва таких типів змішувачів.

Частоту обертання ріжучого апарату встановлювали в діапазоні 40 – 80об/хв.

Частоту обертання шнека встановлювали в діапазоні 30 – 90об/хв.

Загальна довжина транспортування матеріалу становила 12м.

В якості подрібнюючого та перевантажувального матеріалу при проведенні виробничих випробувань використовували кормовий буряк.

При проведенні виробничих випробувань встановлено наступні результати.

Технологічний процес подрібнення і транспортування кормового матеріалу якісно виконувався при всіх частотах обертання робочих органів і кутах нахилу різальних елементів, при коефіцієнтах завантаження технологічних магістралей 0,3...0,7.

Ресурсні дослідження для розробленого подрібнювача-змішувача кормів не проводились.

Економічний ефект від застосування розробленого робочого органу у порівнянні з базовим [64] полягає у зменшенні енерговитрат на процес подрібнення та транспортування, а також у зменшенні матеріаломісткості робочого органу.

Розрахунок економічної ефективності кормового подрібнювача-змішувача від зменшення енерговитрат на процес подрібнення та транспортування.

Як було встановлено, значення крутного моменту при подрібненні та транспортуванні кормового матеріалу в розробленому подрібнювачі менші порівняно з базовим приблизно на 16 %, що становить $M_{кр} = 23$ Н·м при кількості обертів робочого органу $n = 80$ об/хв.

Тоді різниця потужності становитиме:

$$N = M_{кр} \cdot \omega = M_{кр} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 23 \cdot \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 192,6 \text{ Вт}. \quad (5.9)$$

При тривалості роботи гвинтового конвеєра за добу - 8 год. і кількості робочих днів за рік 250, економія електроенергії становитиме

$$W = N \cdot 8 \cdot 250 = 192,65 \cdot 8 \cdot 250 = 385 \text{ кВт год}. \quad (5.10)$$

При ціні електроенергії за 1 кВтгод – 1,8024 грн., економічний ефект

$$E_I = 385 \cdot 1,8024 = 694,24 \text{ грн.}$$

Розрахунок економічної ефективності від зменшення матеріаломісткості розробленого робочого органу.

Собівартість виготовлення робочого органу становить

$$C_0 = C_M + C_{II} + C_p, \quad (5.11)$$

де C_M – вартість матеріалів в собівартості робочого органу, грн;

C_{II} – вартість покупних виробів, що використовуються у робочому органі;

для нового $C_{II} = 628$ грн;

для базового $C_{II} = 1834$ грн.

C_p – вартість технологічних операцій на виготовлення робочого органу

$$C_M = m \cdot l \cdot g, \quad (5.12)$$

де m – маса погонного метра робочого органу кг/м;

для нового $m_1 = 2,6$ кг/м;

для базового $m_2 = 4,4$ кг/м;

l – загальна довжина робочих органів: $l = 12$ м.

g - середня вартість 1 кг чистої маси матеріалів; $g = 28$ грн/кг.

Для нового: $C_{M1} = 2,6 * 12 * 28 = 873,6$ грн.

Для базового: $C_{M2} = 4,4 * 12 * 28 = 1478,4$ грн.

$$C_p = mk, \quad (5.13)$$

де k – коефіцієнт переробки матеріалу, тобто вартість технологічних операцій у відношенні до вартості матеріалу; $k = 5$.

Даний коефіцієнт встановлений на основі аналізу вартості всіх технологічних операцій для виготовлення та складання робочого органу.

Для нового $C_{p1} = 2,6 \cdot 12 \cdot 5 = 156$ грн.;

Для базового $C_{p2} = 4,4 \cdot 12 \cdot 5 = 264$ грн.

Тоді:

$$C_{o1} = 873,6 + 628 + 156 = 1657,6 \text{ грн};$$

$$C_{o2} = 1478,4 + 1834 + 264 = 3576,4 \text{ грн.}$$

Нормативний прибуток:

$$П = \frac{C_o \cdot P_o}{100}, \text{ грн..,} \quad (5.14)$$

де C_o – собівартість робочого органу, грн.

$P_o = 14...16\%$ - нормативна рентабельність, приймаємо $P_o = 15\%$.

$$\text{Для нового } П_1 = \frac{1657,6 \cdot 15}{100} = 248,64 \text{ грн..};$$

$$\text{для базового } П_2 = \frac{3576,4 \cdot 15}{100} = 536,46 \text{ грн.}$$

Ціна робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра:

$$C_n = C_o + П, \text{ грн.}, \quad (5.15)$$

для нового $C_{n1} = 1657,6 + 248,64 = 1906,24$ грн.;

для базового $C_{n2} = 3576,4 + 536,46 = 4112,86$ грн.

Балансова ціна робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра становить:

$$C_{\delta} = 1,2 \cdot C_n; \quad (5.16)$$

для нового $C_{\delta 1} = 1,2 \cdot C_{n1} = 1,2 \cdot 1906,24 = 2287,49$ грн.;

для базового $C_{\delta 2} = 1,2 \cdot C_{n2} = 1,2 \cdot 4112,86 = 4935,43$ грн.

Економічна ефективність від зниження матеріаломісткості становить:

$$E_2 = C_{\delta 2} - C_{\delta 1} = 4935,43 - 2287,49 = 2647,94 \text{ грн.}$$

Загальна економічна ефективність для одного перевантажувального патрубку від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить:

$$E = E_1 + E_2 = 2647,94 + 694,24 = 3342,18 \text{ грн.}$$

Розрахунковий економічний ефект не враховує покращення процесу подрібнення кормового матеріалу.

5.4. Висновки

1. Приведені нові конструкції гнучких кормових подрібнювачів-змішувачів з розширеними технологічними можливостями і різними діапазонами роботи.

2. Приведено техніко-економічне обґрунтування процесів змішування матеріалів. При цьому враховували повні капіталовкладення виробника для базового та нового виробу з технологічного обслуговування, біжучого і капітального ремонтів. Розрахунковий річний ефект від використання подрібнювачів-змішувачів оснащених гвинтовими робочими органами, виготовлених із заготовок одержаних методом навивання становить 3342,18 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів дослідження технологічного оснащення для подрібнення кормів і їх змішування показав, що існуючі конструкції не в повністю задовольняють вимоги, які висувають до їх експлуатаційних показників, а саме характеризується підвищеними показниками енерговитрат на виконання технологічних процесів, невисокими показниками надійності і довговічності.

2. У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників подрібнення та змішування кормів тваринам та обґрунтуванні їх раціональні конструктивні, силові та технологічні параметри.

3. Отримано математичні співвідношення, які описують закони зміни визначальних параметрів динамічного процесу залежно від фізико-механічних, кінематичних, геометричних параметрів, зовнішніх та внутрішніх чинників. Для забезпечення ефективної продуктивності процесу подрібнення коренеплоду, аналіз показує лінійну залежність від ширини бункера B , швидкості V та тангенса кута розхилу бункера.

4. Визначені динамічні навантаження в елементах привідного механізму подрібнювача кормів. Виведено диференціальне рівняння руху механізму подрібнювача, розв'язок якого проведено за допомогою методу числового інтегрування Рунге-Кутта внаслідок не лінійності виразу. За допомогою програми на мові Pascal у середовищі Delphi розроблена програма розрахунку динамічних навантажень та відображення отриманих результатів яка дає можливість визначити динамічні параметри системи у різних режимах роботи зведених параметрів установки: $J_1=15 \text{ кг м}^2$, $J_2=0,3 \text{ кг м}^2$, $c=3000 \text{ Нм}$, $T_{Mk}=3000 \text{ Нм}$, $\omega_0=6,28 \text{ с}^{-1}$, $\omega_k=4 \text{ с}^{-1}$.

5. Розроблено оригінальне стендове оснащення для дослідження технологічних процесів процесу подрібнення коренеплоду за допомогою

стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень. Дослідження з визначення крутного моменту T та продуктивності Q при подрібненні та змішуванні коренеплоду залежали від частоти обертання ножів n , об/хв, кута нахилу терки λ , град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α град, а також від впливу кількості обертів робочого органу n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ і діаметра кожуха магістралі D на продуктивність при змішанні матеріалів.

5. На основі проведеного багатofакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу кількості частоти обертання ножів n , об/хв, кута нахилу терки λ , град та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α град, тобто $T=f(n, \lambda, \alpha)$ для кормового буряка та моркви, з аналізу якої встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n і кут нахилу тертки λ , однак і кут розміщення рухомого ножа до горизонту α також значно впливає на силові параметри процесу подрібнення. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $40 < n < 80$ (об/хв); $30^\circ < \lambda < 60^\circ$; $5^\circ < \alpha < 20^\circ$.

7. Проведено експериментальні дослідження подрібнення та змішування кормів, що дало можливість встановити наступне:

- максимальна продуктивність досягається при транспортуванні та змішуванні для матеріалу (буряк, морква) становить 1,2...3,1 т/год;
- величина крутного моменту при подрібненні кормових коренеплодів змінюється в межах від 60,125 Н·м (морква) до 90,63 Н·м (буряк) при частоті обертання 80 об/хв при куту розміщення рухомого ножа до горизонту 20° град і кута нахилу тертки до 60° град.

8. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень створено прогресивні конструкції подрібнюючі і змішуючі механізмів кормових сумішей тварин, проведено його техніко-економічне його обґрунтування та розроблено методику інженерного проектування.

Технічна новизна конструкцій захищена 11 деклараційними патентами України на корисні моделі. Економічний ефект від впровадження розробок від удосконалення конструкцій і зменшення енерговитрат і матеріалоемність становить 3342,18 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.
2. Алешкин В.Р. Механизация животноводства / В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – М.: Агропромиздат, 1985. – 218 с.
3. Андреев П.А. Техническое обслуживание машин и оборудования в животноводстве / П.А. Андреев, Р.Г. Муллаянов, А.Г. Лисовский. – М.: Росагропромиздат, 1991. – 224 с.
4. Батунер Л.М. Математические методы в химической технике / Л.М. Батунер, М.Е. Позин. – Л.: Химия, 1971. – 824 с.
5. Белянчиков Н.Н. Механизация животноводства и кормоприготовления Н.Н. Белянчиков, А.И. Смирнов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1990. – 432 с.
6. Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа: пер. с англ. / Д. Бертсекас. – М.: Радио и связь, 1987. – 400с.
7. Блехман И.И. О теории вибрационного разделения сыпучих смесей / И.И. Блехман, В.Я. Хайнман // Известия АН СССР. Сер.ОТН Механика. – М., 1965. – №5. – С.22-30.
8. Боголюбов Н.Н. Асимптотический метод теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 503 с.
9. Бойко И.В. Методы и алгоритмы решения задач оптимизации / И.В. Бойко, Б.Н. Бублик, П.Н. Зинько. – К.: Вища школа, 1983. – 420 с.
10. Боярский Л.Г. Производство и использование кормов / Л.Г. Боярский. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 222 с.
11. Вайнберг Д.В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин / Д.В. Вайнберг. – К.: Будівельник, 1973. – 488 с.

12.Василенко П.М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П.М. Василенко, И.И. Василенко // Всесоюз. Акад. с-х. наук – М.: Агропромиздат, 1985. – 224 с.

13.Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Изд. УСХА, 1960. – 216 с.

14.Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т.4. Вибрационные процессы и машины; под ред. Э.Э.Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.

15.Ганиев Р.Ф. Динамика частиц при воздействии вибрации / Р.Ф. Ганиев, Л.Е. Украинский. – К.: Наукова думка, 1975. – 168 с.

16.Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // Изд-во при Львов. ун-те. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.

17.Гевко Б.М. Дослідження технологічного процесу подрібнення бульбоплодів в кормо виробництві / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, А.В. Грабар // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – Вип. 32. – Ст.37-41.

18.Гевко Б.М. Исследование технологических процессов измельчения корнеплодов / Б.М. Гевко, Р.И. Чвартацкий, И.И. Чвартацкий, С. Билык // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2016. – Vol. 18. – No. 8. – Pp. 105-112. (*входить науково-метричну базу*).

19.Гевко Б.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // Изв. вузов. Машиностроение, 1987. – №5. – Ст. 109-114.

20.Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ: пер с нем. / Х. Герман. – Л.: Химия, 1975. – 230 с.

21.ГОСТ 13496.0 – 80. Комбикорма. Сырьё. Метод отбора проб. – М.: Изд-во. стандартов, 1984. – 4 с.

22. Григор'єв А.М. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні / А.М. Григор'єв, П.А. Преображенський. – К.: Наукова думка. – 1967. – 116 с.

23. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

24. Груздев И.Э. Теория шнековых устройств / И.Э. Груздев, В.Г. Мирзоев, В.И. Янков. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1978. – 144 с.

25. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1968. – 184 с.

26. Демидов П.Г. Технология комбикормового производства / П.Г. Демидов. – М.: Колос, 1968. – 224 с.

27. Демский А.Б. Совершенствование комбикормового оборудования промышленных предприятий / А.Б. Демский, В.Ф. Веденьев. – М.: Колос, 1982. – 127 с.

28. Деннис Дж. Числительные методы безусловной оптимизации и решение нелинейных уравнений: пер. с англ. / Дж. Деннис, Р. Шнабель. – М.: Мир, 1988. – 440 с.

29. Дідух В.Ф. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органічно-мінеральних добрив / В.Ф. Дідух, В.В. Сацюк // Сільськогосподарські машини, Зб. наук. ст., вип.5. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 1999. – Ст. 89-92.

30. Дмитрів Д. Оптимізація конструктивних параметрів робочих органів кормозмішувачів / Д. Дмитрів, О. Дудін, О. Рогатинська // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2003. – Т.8, №4. – Ст. 37-43.

31. Довідник з механізації кормовиробництва // За ред. В.Ю. Поєдинка. – К.: Урожай, 1980. – 216 с.

32.Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математическая статистика для технических приложений / И.В.Дунин-Барковский, Н.В. Смирнов. – М.: Наука, 1969. – 511 с.

33.Дячун А.Є. Дослідження кінематики вантажу у середньо швидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека / А.Є. Дячун, Р.І. Чвартацький // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2015. – №4(94). – 123 с.

34.Жермен П. Курс механики сплошних сред: пер. с франц. / П. Жермен. – М.: Высшая школа, 1983. – 400 с.

35.Жислин Я.М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов / Я.М. Жислин // 2-е изд., доп. и перероб. М.: Колос, 1981. – 319 с.

36.Завражнов А.И. Механизация приготовления и хранения кормов / А.И. Завражнов, Д.И. Николаев. – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.

37.Заготівля, зберігання і використання кормів / О.Є. Привало, М.М. Борисенко, В.І. Єрмоленко / За ред. О.Є. Привало. – К.: Урожай, 1981. – 176 с.

38.Зажигаев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романиков. – М.: Атомиздат, 1978. – 258 с.

39.Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, Н.И. Иванков, Л.И. Колобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

40.Зенков Р.Л. Механика насыпных грузив / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1973. – 220 с.

41.Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин / Ф.К. Иванченко. – К.: Выща школа, 1988. – 426 с.

42.Конвейеры: Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др. // Под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, 1984. – 367с.

43. Корн И. Справочник по математике: пер. с англ. / И. Корн, Т. Корн. – М.: Мир, 1970. – 540 с.
44. Коробко Н.И. Производство комбикормов на міжгосподарських і господарських комбикормових заводах / Н.И. Коробко, А.Н. Коробко, А.А. Мороз. – К.: Урожай, 1975. – 120 с.
45. Кошевий Е.А. Довідник по виробництву комбикормів / Е.А. Кошевий та ін. – К.: Урожай, 1986. – 284 с.
46. Крапп Л.И. Обработка и хранение семенного зерна / Л.И. Крапп. – М.: Урожай, 1974. – 243 с.
47. Кукта Г.М. Вероятностные характеристики процесса смешивания кормов / Г.М. Кукта, В.П. Гуленко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Киев: Урожай, 1984. – Вып. 59. – Ст.12-16.
48. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта. – М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.
49. Кукта Г.М. Методика определения неравномерности смешивания кормов / Г.М. Кукта // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – № 1. – Ст. 44-46.
50. Куцин Л.М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Институт сельхозмашиностроения. – Ростов-на-Дону, 1982. – 38 с.
51. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / М.Н. Летошнев. – Л.: Сельхозгиз, 1955. – 764 с.
52. Лурье А.И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
53. Ляшук О. Канатний скребковий транспортер посівних матеріалів / О. Ляшук, Р. Чвартацький, Ю. Тарасюк // XVIII наукова конференція ТНТУ. Тернопіль, 29-30 листопада 2014. – 83 с.

- 54.Мазник А.П. Справочник по комбикормам / А.П. Мазник, З.И. Хазина. – М.: Колос, 1982. – 192 с.
- 55.Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю.И. Макаров. М.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
- 56.Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Пенрягин, В.Г. Болтенский, Е.Ф. Гамирелидзе и др. – М.: Наука, 1969. – 150 с.
- 57.Машиновикористання у тваринництві / І.І. Ревенко, В.М. Манько, В.І. Кравчук // За ред. Ревенка. – К.: Урожай, 1999. – 208 с.
- 58.Мейз Дж. Теория и задача механики сплошных сред: пер. с англ. / Дж. Мейз. – М.: Мир, 1974. – 320 с.
- 59.Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. - 168с.
- 60.Мельников С.В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов / С.В. Мельников. // 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Агропромиздат, Ленингр. отд. –ние, 1985. – 640 с.
- 61.Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчук. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
- 62.Механизация приготовления кормов: Справочник / В.И. Сыроватка, А.В. Демин, А.Х. Джалилов и др. // Под ред. В.И. Сыроватка. – М.: Агропромиздат, 1985. – 368 с.
- 63.Механізація виробництва продукції тваринництва / І.І. Ревенко, Г.М. Кукта, В.М. Манько та ін. // За ред. І.І. Ревенка. – К.: Урожай, 1994. – 264 с.
- 64.Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човник, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. –Миколаїв: Вид-во РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

65. Ногин В.Д. Основы теории оптимизации / В.Д. Ногин, Н.О. Протодьяконов, И.И. Євлампиев. – М.: Высш. шк., 1986. – 146 с.
66. Оборудование комбикормовых заводов: справочник / М.А. Борискин, А.Б. Демский, Е.В. Тамаров, А.С. Чернолихов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 175 с.
67. Омельченко А.А. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів / А.А. Омельченко, Б.Д. Ткач. – К.: Урожай, 1982. – 271 с.
68. Основы проектирования и расчёт сельскохозяйственных машин / Л.А. Резников, В.Т. Ещенко, Г.Н. Дьяченко и др. – М.: Агропромиздат, 1991. – 543 с.
69. Особливості виготовлення гвинтових робочих органів підвищеної надійності і довговічності / Б.М. Гевко, А.Є. Дячун, І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.І. Чвартацький // Вісник Харківського національного технічного університету с/г. – Харків: ХНТУ, 2011. – Вип. 114. – Ст. 137-142.
70. Остапчук Н.В. Математическое моделирование технологических процессов хранения и переработки зерна / Н.В. Остапчук. – М.: Колос, 1977. – 240 с.
71. Остапчук Н.В. Основы математического моделирования процессов пищевых производств: учебн. пособие для вузов / Н.В. Остапчук. – К.: Вища школа, 1981. – 304 с.
72. Пат. 30397 Україна МПК В 65 G 33/00 (2006) Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа / Гевко І.Б., Чвартацький Р.І.; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет. – № u200712075; заявл. 01.11.2007; опубл. 25.02.2008, Бюл. №4.
73. Пат. 33366 Україна МПК В 65 G 33/26 (2008.01). Широкострічковий гвинтовий робочий орган / Ів.Б. Гевко, В.Б. Левенець, С.В. Стефанів, Р.І. Чвартацький; заявник і патентовласник Гевко І.Б., Левенець В.Б., Стефанів

С.В., Чвартацький Р.І. – № u200714525; заявл. 24.12.2007; опубл. 25.06.2008, Бюл. №12. (*Частка всіх авторів однакова*).

74.Пат. 36344 Україна МПК В 03 В 5/52 (2008.01) Гвинтовий класифікатор / Ів.Б. Гевко, В.Б. Левенець, О.Л. Ляшук, Р.І. Чвартацький, М.Р. Гевко; заявник і патентовласник Гевко Ів.Б., Левенець В.Б., Ляшук О.Л., Чвартацький Р.І., Гевко М.Р. – № u200805573; заявл. 29.04.2008; опубл. 27.12.2008, Бюл. №20. (*Частка всіх авторів однакова*).

75.Пат. 55150 Україна МПК В 02 С 18/00 (2009). Установа для подрібнення і змішування корму / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, І.Б. Гевко, Р.Р. Івасечко, І.І. Стойко; заявник і патентовласник Чвартацький Р.І., Чвартацький І.І., Гевко І.Б., Івасечко Р.Р., Стойко І.І. – № u201005417; заявл. 05.05.2010; опубл. 10.12.2010, Бюл. №23. (*Частка всіх авторів однакова*).

76.Пат. 62656 Україна МПК В 01 F 7/08 (2006.01). Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом / Р.О. Любачівський, А.Є. Дячун, І.Б. Гевко, Р.І. Чвартацький; заявник і патентовласник Любачівський Р.О., Дячун А.Є., Гевко І.Б., Чвартацький Р.І. – № u201101236; заявл. 04.02.2011; опубл. 12.09.2011, Бюл. №17. (*Частка всіх авторів однакова*).

77.Пат. 65907 Україна МПК А 01 D 75/02 (2006.01) Скребокний транспортер / Павліський В.М., Гнатю М.В., Логуш І.В., Чвартацький І.І., Чвартацький Р.І., Фльонц І.В., Грабар В.А.; заявник і патентовласник Павліський В.М., Гнатю М.В., Логуш І.В., Чвартацький І.І., Чвартацький Р.І., Фльонц І.В., Грабар В.А. – № u201013531; заявл. 15.11.2010; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. (*Частка всіх авторів однакова*).

78.Пат. 65907 Україна МПК В 65 G 33/00 (2006) Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа / Гевко Ів.Б., Чвартацький Р.І.; заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200712075; заявл. 01.11.2007; опубл. 25.02.2008, Бюл. №4.

79. Пат. 65989 Україна МПК А 01 D 82/00 (2011.01), МПК В 02 С 13/10 (2006.01) Подрібнювач січки сухих рослинних стебел / В.М. Павліський, М.В. Гнатьо, П.Б. Клендій, О.В. Нестеренко, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар; заявник і патентовласник В.М. Павліський, М.В. Гнатьо, П.Б. Клендій, О.В. Нестеренко, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар – № u201104885; заявл. 19.04.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова).*

80. Пат. 66136 Україна МПК А 01 D 43/10 (2006.01), МПК В 01 D 45/30 (2006.01) Двоступінчастий штифто-зубовий подрібнювач січки сухих рослинних стебел / В.М. Павліський, М.В. Гнатьо, І.В. Логущ, І.І. Чвартацький, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар; заявник і патентовласник Павліський В.М., Гнатьо М.В., Логущ І.В., Чвартацький І.І., Фльонц І.В., Чвартацький Р.І., Грабар В.А. – № u201106787; заявл. 30.05.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова).*

81. Пат. 68682 Україна МПК В 21 D 11/06 (2006.01) Спосіб виготовлення гвинтових робочих органів машини підвищеної експлуатаційної надщійності та довговічності / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б.; заявник і патентовласник Гевко Б.М., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б. - № u201110143; заявл. 17.08.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. №7. *(Частка всіх авторів однакова).*

82. Пат. 72993 Україна МПК G 01 В 3/20 (2006.01) Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М.; заявник і патентовласник Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М. – № u201200926; заявл. 30.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова).*

83. Петрухин І.В. Корма и кормовые добавки: справочник / И.В. Петрухин. – М.: Росагропромиздат, 1989. – 526 с.

84.Пік А.І. Динамічна модель взаємодії частинок сипкого вантажу між собою та з робочими поверхнями машин / А.І. Пік, О.Р. Рогатинська, О.В. Дудін // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – Вип. 24. – Ст.120-127.

85.Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. // Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М.: Машиностроение, 1968. – Т.1. – 457 с.

86.Расчеты экономической эффективности новой техники: справочник // Под ред. К.М.Великанова. – Л.: Машиностроение, 1990. – 488 с.

87.Ревенко Ю.І. Оцінка якості сумісного подрібнення і змішування компонентів комбікормів молотковою дробаркою / Ю.І. Ревенко, О.М. Пилипенко, С.М. Чибис // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". –К.: Видавництво НАУ, 2000. – Том ІХ. – Ст. 172-177.

88.Рекомендации по использованию машин и оборудования для приготовления комбикормов в хозяйствах / В.И. Сыроватка, Е.М. Клычёвым, Г.С.Тейбе // Министерство сельского хоз-ва СССР, 1977 – 48 с.

89.Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві / Т.І. Рибак. – К.: Урожай, 1986. – 104 с.

90.Рогатинська О. Вибір оптимальних режимів роботи гвинтових конвеєрів / О. Рогатинська // Матеріали шостої наукової конференції ТДТУ ім. І.Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2002. – Ст. 65.

91.Рогатинський Р.М. Змішувач комбікормів / Р.М. Рогатинський, Ю.Б. Капаціла, Д.В. Дмитрів // Зб. Наукових праць національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: Видавництво НАУ, 2000. – Том 7. – Ст.156-159.

92.Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... докт.

техн. наук: 05.20.04 / Рогатинського Романа Михайловича. – К., 1997. – 425 с.

93.Рогатинський Р.М., Дудін О.В., Рогатинська О.Р. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин / Р.М. Рогатинський, О.В. Дудін, О.Р. Рогатинська // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: Механізація сільськогосподарського виробництва, 2003. – Вип. 21. Ст. 222-228.

94.Рыженков В.Н. Механизация подготовки кормов из пищевых отходов / В.Н. Рыженков. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.

95.Седов Л.И. Механика сплошной среды / Л.И. Седов // 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1984. – Т.2. – 560 с.

96.Слиеде П.Б. Послойное безотрывное движение сыпучего материала по вибрлотку при больших коэффициентах трения / П.Б. Слиеде // Вопросы динамики и прочности. – Рига: Знатне, 1972. – Т. 23. – Ст. 69-77.

97.Смаковский Ф.П. Оцінка неоднорідності суміші сипких мінеральних добрив / Ф.П. Смаковский // Зб. Механізація і електрифікація сільського господарства. – К.: Урожай, 1972. – Вип. 21 – Ст. 101-106.

98.Спиваковский А.О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства / А.О. Спиваковский, И.Ф. Гончаревич. – М.: Машиностроение, 1972. – 326 с.

99.Справочник конструктора оборудования пищевых производств / А.Е.Конанюк, В.А. Басанько. – К.: Техніка, 1981. – 320 с.

100.Справочник по кормам и кормовым добавкам / Г.А. Богданов, А.И. Зверев, Л.С. Прокопенко, О.Е. Привало; под. Ред. Г.А. Богданова. – К.: Урожай, 1984. – 248 с.

101.Теория, конструкция и расчет сельхозмашин / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.

102. Техніко-економічне обґрунтування вибору структури транспортера неперервної дії / І.Б. Гевко, Д.В. Дмитрів, О.В. Дудін, О.Р. Рогатинська // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Вип. 29. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – Ст. 350-355.

103. Технология производства комбикормов / Г.А. Лобановский. – К.: Урожай, 1973. – 136 с.

104. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навч. посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

105. Хайліс Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Г.А. Хайліс. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 240 с.

106. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции / Э. Хог, Я. Арора. – М.: Машиностроение, 1977. – 478 с.

107. Цыренжапов Д.Д. Исследования процесса фракционирования зерна при круговом поступательном движении рабочих органов в горизонтальной плоскости: дис. ... канд. техн. наук / Д.Д. Цыренжапов. – М., 1979. – 210 с.

108. Чвартацький І.І. Нові конструкції подрібнювачів і змішування кормів / І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький // Матеріалознавство та машинобудування. – Тернопіль: ТНТУ, 20-21 Листопада 2013 року.

109. Чвартацький І.І. Структурний синтез агрегатів для подрібнення і змішування кормів / І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький // Вісник Тернопільського національного технічного університету, 2014 – Т.15. – № 4. – С. 167-171. (фахове видання)

110. Чвартацький І.І. Установа для подрібнення і змішування / І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький // Матеріали XIV наукової конференції ТНТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2010.

111.Чвартацький І.І. Установа для подрібнення і змішування / І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій». – Тернопіль: ТНТУ, 2010.

112.Чвартацький Р.І. Гвинтовий класифікатор / Р.І. Чвартацький // Матеріали всеукраїнської наукової конференції ТДПУ. – Тернопіль: ТДПУ, 2009.

113.Чвартацький Р.І. До питання подрібнення і змішування коренебульбоплодів / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, В.М. Каретін // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – Ст.161-165.

114.Чвартацький Р.І. Надійність технологічних процесів подрібнення і змішування кормів для відгодівлі худоби / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький // Вісник Харківського національного технічного університету с/г. – Харків: ХНТУ, 2010. – Вип. 100.

115.Чвартацький Р.І. Нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, А.В. Грабар // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – Вип. 32. – Ст.232-237.

116.Чвартацький Р.І. Нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, А.В. Грабар // Вісник Харківського національного технічного університету с/г. – Харків: ХНТУ, 2012. – Вип. 120. – Ст. 384-388.

117.Чвартацький Р.І. Підвищення експлуатаційної надійності та довговічності гвинтових робочих органів машин / Р.І. Чвартацький // Матеріали XV наукової конференції ТНТУ імені Івана Пулюя, 2011.

118.Чвартацький Р.І. Підвищення надійності роботи змішувачів порошкових матеріалів / Р.І. Чвартацький // Вісник Харківського національного технічного університету с.г. – Харків: ХНТУ, 2011. – Вип. 114. – Ст. 164-168.

119.Чвартацький Р.І. Технологічне оснащення для подрібнення і змішування кормів / Р.І. Чвартацький // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2013. – Вип. 26. – Ст.139-144.

120.Чвартацький Р.І. Установа для подрібнення та змішування кормів / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції. – Тернопіль: ТНТУ, 2010.

121.Черняев Н.П. Технология комбикормового производства / Н.П. Черняев. – М.: Агропромиздат, 1985. – 256 с.

122.Шторм Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статический контроль качества: пер. с нем. / Р. Шторм. – М.: Мир, 1970. – 368 с.

123.Яцевич Г.В. Вибрационное и вибропневматическое разделение пшеницы, отличающихся плотностью и стекловидностью при горизонтальных круговых поступательных колебаниях рабочих органов: дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Яцевич. – М., 1985. – 153 с.

124.Ashton M.D., Valentin F.H., Trans. Inst. Chem.Eng., 44, N7, 493, 1966.

125.Blumberg R., Maritz J.S., Chem. Eng.Sci., 2, 240.1953.

126.Brothman A., Wolan J., Feldman S., Chem. A. Metal.Ingng., April, N 4, 52, 102.1945.

127.Carley-Macaulay K.W., Donald M.B., Chem., Eng. Sci. 17, N 7, 493, 1962.

128.Caulson J.M., Maitra N.K., Ind. Chem., 26, 55, 1950.

129.Chudzikiewicz R., Przemysli chemistry, 40, N 1. 48. 1961.

130.Chudzikiewicz R., Przegl.Odl., 7-8, 212, 1960.

131.Danckwerts P.V., Appl. Sci. Rev., 3, 279, 1952.

132.Gayle J.B., Lacey O.L., Gary J.H. Ind. Eng. Chem., 50, 1279, 1958.

- 133.Gray J.B., Chem. Eng. Progr. 53, 25, 1957.
- 134.Josselin de Jong. Static and Kinematics in the failable zone of a granular material. Delft. – Waltman, 1959.
- 135.Kroll. Fließerscheinungen. auf. Haufwerken in schwingenden Gefassen. Chemieingenieur, Technik, 1955, Nr. 1.
- 136.Lacey P.M.C., J. Applied Chem., 4, 257, 1954.
- 137.Michaels A.S., Puzinauskas V. Chem. Eng. Progr., 12, 604, 1954.
- 138.Nixon A.W., Tenney A.H., Trans. Amer. Inst. Chem. Eng., 31, 113, 1935.
- 139.Rose H.E., Chem.- Ing.- Techn., N 2, 192, 1959.
- 140.Smith J.C. Ind. Eng. Chem., 47, 2240, 1955.
- 141.Stange K., Chem.- Ing.- Techn., 36, N 3, 296, 1964.
- 142.Ullrich M., Chem.- Ing.- Techn., 41, N 16, 903. 1969.
- 143.Weldembaum S.S., Bonilla C.F., Chem. Eng. Progr., 51, N 1, 27, 1955.
- 144.Weydanz W., Chem.- Ing.- Techn., N 5, 343, 1960.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Патенти на корисні моделі



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **72993** (13) **U**
(51) МПК
G01B 3/20 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2012 00926</p> <p>(22) Дата подання заявки: 30.01.2012</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.09.2012</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.09.2012, Бюл.№ 17</p>	<p>(72) Винахідник(и): Ляшук Олег Леонтійович (UA), Любачівський Роман Орестович (UA), Чвартацький Роман Ігорович (UA), Гевко Ігор Богданович (UA), Бригадир Богдан Тарасович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Любачівський Роман Орестович, вул. Довженка, 7/19, м. Тернопіль, 46020 (UA), Чвартацький Роман Ігорович, вул. Шашкевича, 21/4, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA), Гевко Ігор Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA), Бригадир Богдан Тарасович, вул. 15 Квітня, 2/24, м. Тернопіль, 46023 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Шашкевича, 18, м. Бережани, Тернопільська обл., 47501 (UA)</p>
--	--

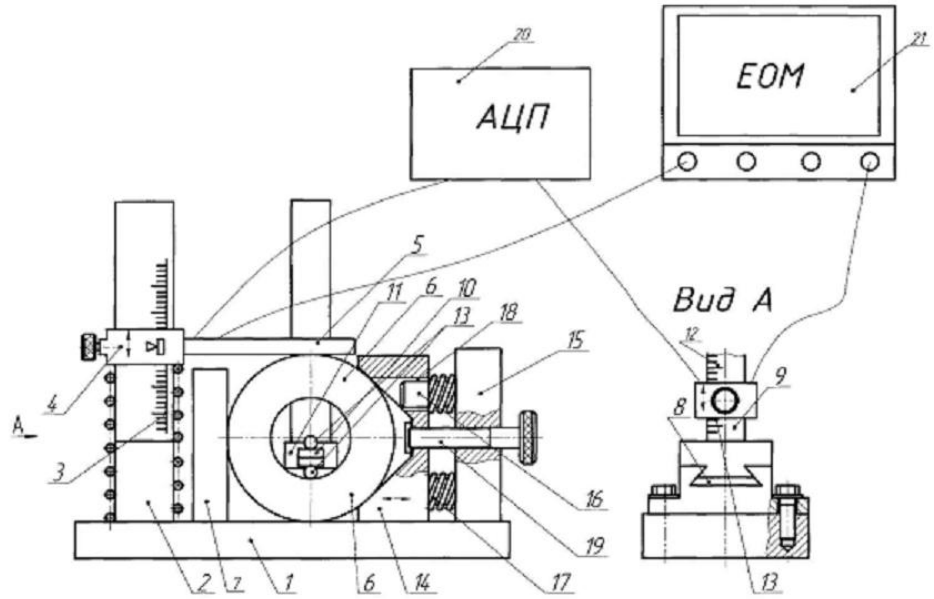
(54) УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ

(57) Реферат:

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків містить нижню плиту, вертикальну стійку з шкалою ноніуса, рухому рамку з вимірною планкою, гвинтовий затискач, елемент для заміру, пружину стиснення, підтискну призму, шпильку з відтискним гвинтом, упорну планку, аналого-цифровий перетворювач і комп'ютер.

UA 72993 U

UA 72993 U



Фиг. 1

Фиг. 2

UA 72993 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування і може мати використання при замірі конструктивних параметрів шнеків.

Відомий контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків, який виконано у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою, з вимірювальною планкою і з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього діаметра шнека, а також установчих і фіксуючих елементів [Гевко Б.М. та інші "Технологічні основи підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин". Тернопіль 2007, Видавн. Сорока, рис. 5.8.].

Основний недолік контрольного пристрою - обмежені технологічні можливості і мала продуктивність контрольних операцій.

В основу корисної моделі поставлено задачу розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності контрольних операцій шляхом виконання універсального пристрою у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою, з вимірювальною планкою і з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього діаметра шнека, а також установчих і фіксуючих елементів, причому на нижній плиті ззаду жорстко встановлена задня упорна планка, яка є базовою і яка є у взаємодії з зовнішнім діаметром шнека по його довжині, а рухома рамка знизу є у взаємодії з пружиною стиснення, яка знизу є у взаємодії з поверхнею нижньої плити, з діаметральної протилежної сторони шнека є у взаємодії з підтискною призмою, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки, яка жорстко закріплена до нижньої плити і є паралельною до задньої упорної планки, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки, жорстко під'єднані шпильки, які є у взаємодії з пружинами стиснення, які жорстко закріплені до підтискної призми і підтискають шнек до задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, крім цього шпильки зі сторони підтискної призми встановлено в наскрізні отвори з можливістю осьового переміщення, крім цього підтискна призма жорстко з'єднана з віджимним гвинтом відомим способом, який є у взаємодії з наскрізним отвором задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, а механізми виміру зовнішнього і внутрішнього діаметрів під'єднані до аналого-цифрового перетворювача і комп'ютера.

Універсальний контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків зображено на Фіг. 1, Фіг. 2 - вид по стрілці А на фіг. 1.

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків виконано у вигляді нижньої плити 1, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка 2 з шкалою ноніуса 3 і рухомою рамкою 4 з гвинтовим затискним елементом і вимірювальною планкою 5 для заміру зовнішнього діаметра шнека 6. На нижній плиті 1 ззаду жорстко встановлено задню упорну планку 7 для точного базування шнека 6. Справа на нижній плиті 1 на напрямних типу ластівчина хвоста 8 встановлено праву вертикальну стійку 9 для переміщення по довжині нижньої плити для заміру внутрішнього діаметра шнека 6. Для цього використовують вимірювальну планку 10, яка жорстко кріпиться до рухомої рамки 11 і жорстко фіксується гвинтом. На правій вертикальній стійці 9 нанесена шкала ноніуса 12 для заміру внутрішнього діаметра шнека 6. Ця операція здійснюється за допомогою щупа 13 двосторонньої дії при його переміщенні по правій стійці 9. Другим упором шнека 6 на нижній плиті 1, з діаметрально протилежної сторони є підтиснута призма 14, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки 15, яка жорстко закріплена до нижньої плити 1 і яка є паралельною до задньої упорної планки 7. Підтиснута призма 15 є у взаємодії з шпильками 16, які встановлені перпендикулярно до осі шнека і є у взаємодії з пружинами стиснення 17, які жорстко закріплені до підтиснутої призми 14, і підтискають шнек 6 до задньої планки 7 з можливістю осьового переміщення. При цьому ліві кінці шпильок 16 є у взаємодії з наскрізними отворами 18 підтиснутої призми 14 з можливістю осьового переміщення.

Для вільного встановлення шнека 6 для заміру його параметрів підтискна призма 14 відводиться в сторону за допомогою відтяжного гвинта 19 відомої конструкції, який жорстко кріпиться до підтискної призми 14 і через наскрізний отвір передньої планки 15 виходить назовні.

Вимірювальна планка 5 і щуп 13 системою каналів з'єднано з аналогового-цифровим перетворювачем 20, а той, в свою чергу, з комп'ютерною системою 21, Фіг. 2.

Робота універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків здійснюється наступним чином. Вимірювальну планку 5 з рухомою рамкою 4 піднімають вверх, а притискна призма 14 відводиться вправо за допомогою відтискного гвинта 19 і в простір під ними встановлюється шнек 6, з якого необхідно зняти конструктивні параметри. Шнек задньою частиною впирається в упорну планку 7, а спереду підпирається підтискною призмою 14 і фіксується гвинтом і упором, які розміщені в Т-подібному пазу. З правого торця у внутрішній

UA 72993 U

5 отвір шнека 6 вводить планку 10 з двостороннім щупом 13 відомої конструкції і за допомогою напрямних типу ластівчина хвоста 8 з можливістю лінійного переміщення. Після цих підготовчих операцій за допомогою планки 5 і щупа 13 здійснюють замір зовнішнього і внутрішнього

графіків роботи станда з видачею рекомендацій щодо режимів роботи приводних плоских пасів. Після завершення заміру шнек 6 знімають з пристрою за попередньою схемою та на його місце встановлюють другий. До переваг пристрою належить розширення технологічних

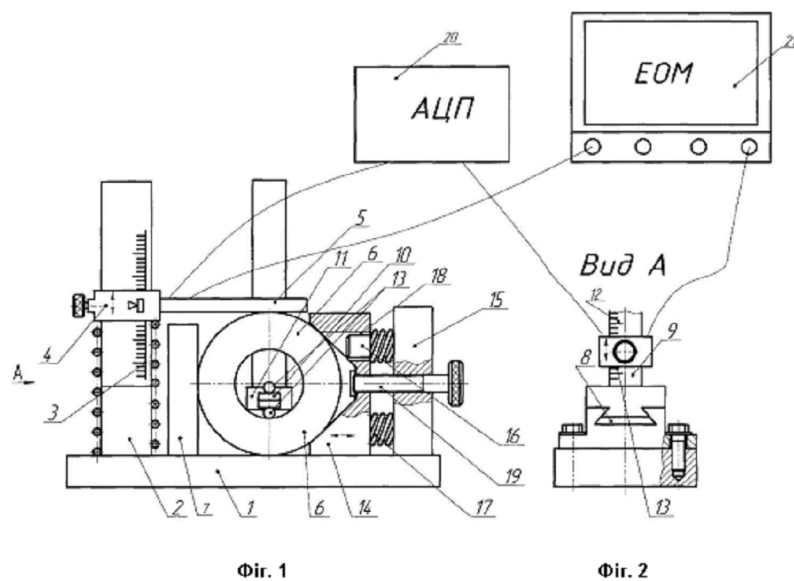
10 ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків, який виконано у вигляді нижньої плити, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка з шкалою ноніуса, рухомою рамкою з вимірювальною планкою з гвинтовим затискним елементом для заміру зовнішнього

15 діаметра шнека, а також установних і фіксуючих елементів, який **відрізняється** тим, що на нижній плиті ззаду жорстко встановлена задня упорна планка, яка є базовою і яка є у взаємодії з зовнішнім діаметром шнека по його довжині, а рухома рамка знизу є у взаємодії з пружиною стиснення, яка знизу є у взаємодії з поверхнею нижньої плити, з діаметральної протилежної

20 сторони шнека є у взаємодії з підтискнуою призмою, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки, яка жорстко закріплена до нижньої плити і є паралельною до задньої упорної планки, зі сторони шнека до передньої упорної планки жорстко під'єднані шпильки, які є у взаємодії з пружинами стиснення, які жорстко закріплені до підтискнуої призми і підтискають шнек до задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, крім цього шпильки зі сторони підтискнуої призми встановлено в наскрізні отвори з можливістю осьового переміщення, крім цього

25 підтискуна призма жорстко з'єднана з віджимним гвинтом відомим способом, який є у взаємодії з наскрізним отвором задньої упорної планки з можливістю осьового переміщення, а механізми виміру зовнішнього і внутрішнього діаметрів під'єднані до аналого-цифрового перетворювача і комп'ютера.



Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) UA (11) 55150 (13) U
(51) МПК (2009)
B02C 18/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) УСТАНОВКА ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРМУ

1

(21) u201005417
(22) 05.05.2010
(24) 10.12.2010
(46) 10.12.2010, Бюл.№ 23, 2010 р.
(72) ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДАНОВИЧ, ІВАСЕЧКО РОМАН РОМАНОВИЧ, СТОЙКО ІГОР ІВАНОВИЧ
(73) ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДАНОВИЧ, ІВАСЕЧКО РОМАН РОМАНОВИЧ, СТОЙКО ІГОР ІВАНОВИЧ
(57) Установа для подрібнення і змішування корму, що містить раму, бункер, подрібнюючі і гвинтові змішуючі елементи з приводами, регулювальні елементи, тару для збирання корму, яка **відрізняється** тим, що подрібнюючий робочий орган виконано у вигляді ланцюгового багаторядного конвеєра з ведучим і веденим шківками, який встановлено під кутом до горизонту, на якому встановлені подрібнюючі ножі довжиною, рівною ширині конвеєра, які жорстко закріплені до ланок ланцюга через крок по його ширині з можливістю згинання при їх русі по шківках, причому рівномірно по довжині су-

2

сідніх ножів в шаховому порядку виконані півкруглі різальні конічні елементи з наскрізними вікнами з кутом нахилу в сторону руху різальних ножів, крім цього на опорній стінці корпусу в зоні подрібнення корму, яка встановлена співвісно до робочих ножів конвеєра під кутом, меншим від твірної рухомої різальної гілки конвеєра до горизонту, а з боку рухомих різальних ножів виконані аналогічні півкруглі різальні конічні елементи з наскрізними вікнами в шаховому порядку з нахилом в протилежному напрямку, а знизу на шарнірах з можливістю зміни величини зазору між рухомими і нерухомими різальними елементами ножів у верхній частині, при цьому між стінкою корпусу зони подрібнення корму і твірною рухомого подрібнюючого конвеєра утворена умовна трапеція ABCD, верхня основа BC якої є більшою ніжньою AD, крім цього в нижній частині корпусу виконано вікно для вільного вивантаження подрібнюючого корму в жолоб, причому подрібнюючий конвеєр з бункером жорстко встановлено зверху на лівому краю жолоба над змішувальним шнеком, а з правого від нього боку встановлено бункер з сипким кормом для змішування.

Корисна модель відноситься до галузі сільськогосподарського машинобудування і може мати використання в машинах сільськогосподарського виробництва для приготування кормів з подрібненням і змішуванням.

Установа для подрібнення і змішування корму, яка виконана у вигляді рами, бункерів, подрібнюючих, гвинтових змішуючих і подаючих елементів з приводами, регулювальних елементів ємкості, для збирання корму [Ревенко І.І., Щербак В.М. Механізація тваринництва. К.: Урожай 1997, рис. 5.17].

Основний недолік установки - обмежені технологічні можливості, установка не відпрацьована на технологічність конструкції.

Метою корисної моделі є розширення технологічних можливостей і відпрацювання конструкції установи на технологічність шляхом виконання установи для подрібнення і змішування корму у

вигляді рами, бункера, подрібнюючих і гвинтових змішуючих елементів з приводами, регулювальних елементів, тари для збирання корму, причому подрібнюючий робочий орган виконано у вигляді ланцюгового багаторядного конвеєра з ведучим і веденим шківками, який встановлено під кутом до горизонту, на якому встановлені подрібнюючі ножі довжиною, рівною ширині конвеєра, які жорстко закріплені до ланок ланцюга через крок по його ширині з можливістю згинання при їх русі по шківках, причому рівномірно по довжині сусідніх ножів в шаховому порядку виконані півкруглі різучі конічні елементи з наскрізними вікнами з кутом нахилу в сторону руху різучих ножів, крім цього на опорній стінці корпусу в зоні подрібнення корму, яка встановлена співвісно до робочих ножів конвеєра під кутом меншим від твірної рухомої різучої гілки конвеєра до горизонту, а з боку рухомих різучих ножів виконані аналогічні півкруглі різучі конічні

(13) U

(11) 55150

(19) UA

елементи з наскрізними вікнами в шахтовому порядку з нахилом в протилежному напрямку, а знизу на шарнірах з можливістю зміни величини зазору між рухомими і нерухомими ріжучими елементами ножів у верхній частині, при цьому між стінкою корпусу зони подрібнення корму і твірною рухомого подрібнюючого конвеєра утворена умовна трапеція АВСД, верхня основа ВС якої є більшою нижньої АД, крім цього в нижній частині корпусу виконано вікно для вільного вивантаження подрібнюючого корму в жолоб, причому подрібнюючий конвеєр з бункером жорстко встановлено зверху на лівому краю жолоба над змішувальним шнеком, а з правого від нього боку встановлено бункер з сипким кормом для змішування.

Установка для подрібнення і змішування кормів зображена на фіг. 1, фіг. 2 і фіг. 3 - вид по І на фіг. 1.

Установка для подрібнення і змішування кормів виконана у вигляді рами 1 на якій кріпляться всі механізми і робочі органи. В нижній частині установки на рамі 1 жорстко встановлено жолоб 2 в який встановлено гвинтовий робочий орган 3, з валом 4 з можливістю кругового провертання. З лівого краю установки на рамі жорстко встановлено електродвигун 5 з муфтою (на кресленні не показано), яка з'єднує приводний вал двигуна з валом 4. Над жолобом 2 з лівої сторони встановлено ланцюговий багаторядний подрібнюючий конвеєр 6 з ведучим 7 і веденим зубчатими шківками 8, в яких до ланок ланцюгів через крок жорстко закріплені окремі подрібнюючі ножі 9 довжиною рівною ширині конвеєра з можливістю згинання при їх русі по шківках 7 і 8. Встановлення подрібнюючих ножів 9 через крок забезпечить вільне просипання подрібнюючого корму в жолоб 2. Рівномірно по довжині сусідніх ножів 9 в шахматному порядку виконані півкруглі ріжучі конічні елементи 10 з наскрізними вікнами 11, які нахилені в сторону руху ріжучих ножів 9. Крім цього на опорній стінці корпусу 12 подрібнюючого конвеєра в зоні подрібнення корму, яка встановлена співвісно до робочих ножів 9 конвеєра під кутом меншим від твірної рухомої ріжучої вітки конвеєра до горизонту. На шарнірах 13 знизу в зоні між рухомими і нерухомими ріжучими елементами ножі за допомогою регулювального механізму 14 встановлені аналогічні ріжучі конічні елементи 15 з наскрізними вік-

нами 11 в шахматному порядку з нахилом в протилежну сторону з можливістю двохстороннього подрібнення корму. При цьому між опорною стінкою 12 корпусу зони подрібнення корму і твірною рухомого подрібнюючого конвеєра 6 утворена умовна трапеція АВСД в якій верхня основа ВС є більшою нижньої АД за умови збільшення ВС за допомогою регулювального механізму 14, який жорстко закріплений на задній стінці 16. Крім цього бункер 17 з кормовими буряками 18 жорстко встановлено на корпусі 19 подрібнюючого конвеєра. Регулювання подачі кормових буряків 18 здійснюється шиберам 20. Натягування ланцюгів 6 з подрібнюючими ножами 9 здійснюється з середини конвеєра за допомогою натяжного пристрою 21 з роликками 22 і пружинами 23. Крім цього протилежна вітка ланцюгового конвеєра 6 підтримується від прогину роликом 24 відомої конструкції.

Крім цього для вільної подачі подрібнюючого корму з зони подрібнення здійснюється через вікно в нижній частині корпусу 12, яке на кресленні не показано.

Робота установки для подрібнення і змішування корму здійснюється наступним чином. Кормові буряки 18 з бункера 17 під власною вагою поступають в зону подрібнення при відповідному положенні шибера 20. Включається електродвигун 5 і за допомогою рукоятки 14 виставляють у відповідне положення опорну стінку 12 корпусу в залежності від розмірів буряків 18 і при роботі подрібнюючого конвеєра 6 здійснюється їх подрібнення, маса яких поступає у жолоб 2 куди поступає сипкий корм 26 з бункера 25 заданих норм і за допомогою шнека 3 змішується і поступає в ємність 27 де його відповідно використовують.

В разі потреби з правої сторони від бункера 25 можна встановлювати бункер для подачі в зону змішування мікродобавок.

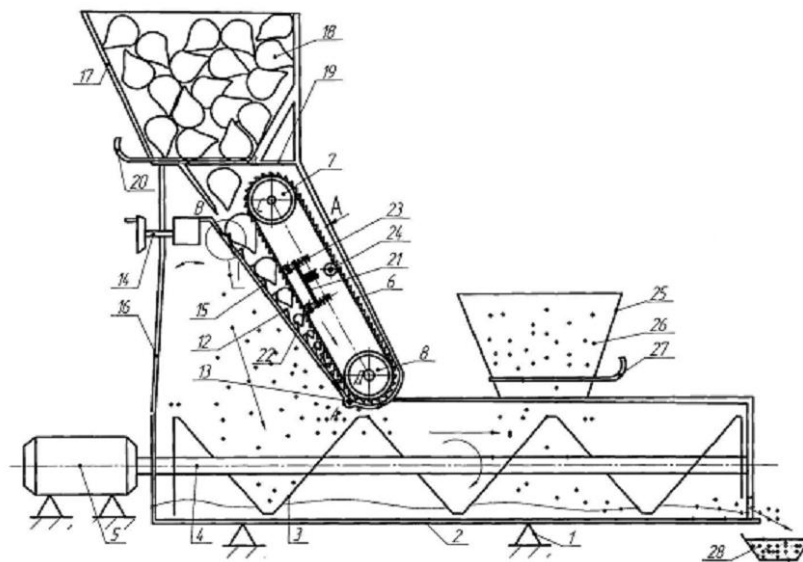
У кормовиробництві для подрібнення кормів, за даними проф. Ревенка І.І. поширені дискові та барабанні різальні апарати, нами запропонований третій варіант – конвеєрний різальний апарат, який має розширені технологічні можливості, підвищення продуктивності праці і конструкція відпрацьована на технологічність.

До переваг установки - розширені технологічні можливості і підвищена продуктивність праці і конструкція відпрацьована на технологічність.

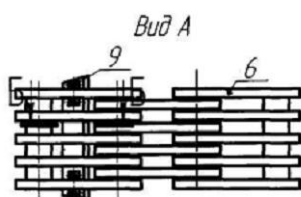
5

55150

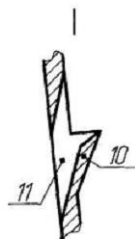
6



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 62656 (13) U
(51) МПК
B01F 7/08 (2006.01)

ОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ЗМІШУВАЧ ГВИНТОВИЙ З ПІДНІМАЛЬНО-ПЕРЕСИПНИМ МЕХАНІЗМОМ

1

(21) u2011101236
(22) 04.02.2011
(24) 12.09.2011
(46) 12.09.2011, Бюл.№ 17, 2011 р.
(72) ЛЮБАЧІВСЬКИЙ РОМАН ОРЕСТОВИЧ, ДЯ-
ЧУН АНДРІЙ ЄВГЕНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДА-
НОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ
(73) ЛЮБАЧІВСЬКИЙ РОМАН ОРЕСТОВИЧ, ДЯ-
ЧУН АНДРІЙ ЄВГЕНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДА-
НОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ
(57) Змішувач гвинтовий з піднімально-
пересипним механізмом, який виконано у вигляді
рами, на якій змонтовані циліндрична труба з гви-
нтовым робочим органом з валом, завантажуваль-
ним і розвантажувальним елементами, з бункером
і шиберами, скатної півтруби, встановленої під
кутом до горизонту, меншим, ніж до осі змішувача,
приводу, пульта керування, механізму регулюван-
ня кута нахилу встановлення конвеєра і ємності,
який **відрізняється** тим, що в зоні верхнього кінця
гвинтового робочого органа на валу приводу, па-

2

ралельно до вала гвинтового робочого органа жо-
рстко встановлено привідний диск піднімально-
пересипного механізму круглої форми, з можливіс-
тю кругового обертання, по периферії якого пер-
пендикулярно до його площини зі сторони верх-
нього кінця транспортної труби рівномірно по колу
встановлені ємності у вигляді прямокутних призм,
які відкриті зсередини, при цьому вал приводу
привідного диска піднімально-пересипного механі-
зму жорстко встановлено у верхній частині корпу-
са, а його привід здійснено від шестірні вала гви-
нтового робочого органа на шестірню привідного
вала приводу привідного диска піднімально-
пересипного механізму, крім цього зверху над ци-
ліндричною трубою встановлена скатна труба пів-
круглої форми, лівий кінець якої з'єднаний з зоною
завантаження змішувача, а правий - з зоною роз-
вантаження прямокутних призматичних ємностей
піднімально-пересипного механізму, який разом зі
скатною трубою герметично закритий металічним
корпусом.

Корисна модель відноситься до галузі підніма-
льно-транспортних машин і може мати викорис-
тання в різних галузях народного господарства
для транспортування і змішування сипких матері-
алів.

Відомий змішувач гвинтовий з пересипанням,
який виконано у вигляді рами, на якій змонтовані
циліндрична труба з гвинтовим робочим органом з
валом, завантажувальним і розвантажувальним
елементами, з бункером і шиберами, скатної пів-
труби, встановленої під кутом, меншим до горизон-
ту, ніж до осі змішувача, приводом, пультом керу-
вання і механізмом регулювання кута нахилу
встановлення конвеєра і ємності. (Патент № 34056
Україна "Змішувач гвинтовий з пересипанням" Ге-
вко І. Б. та інші. Бюл. № 14, 2006 р.).

Основний недолік найближчого аналога - ни-
зька якість змішування порошкових матеріалів і
обмежені технологічні можливості.

Задачу корисної моделі є підвищення якості
змішування порошкових матеріалів і розширення
технологічних можливостей шляхом виконання
змішувача гвинтового з піднімально-пересипним
механізмом, який виконано у вигляді рами, на якій

змонтовані циліндрична труба з гвинтовим робо-
чим органом, з валом, завантажувальним і розван-
тажувальним елементами, з бункером і шиберами,
скатної півтруби, встановленої під кутом до гори-
зонту меншим, ніж до осі змішувача, приводу,
пульта керування, механізму регулювання кута
нахилу встановлення конвеєра і ємності, причому
в зоні верхнього кінця гвинтового робочого органа,
на валу приводу, паралельно до вала гвинтового
робочого органа жорстко встановлено привідний
диск піднімально-пересипного механізму круглої
форми, з можливістю кругового обертання, по пе-
риферії якого перпендикулярно до його площини зі
сторони верхнього кінця транспортної труби рів-
номірно по колу встановлені ємності у вигляді
прямокутних призм, які відкриті з середини, при
цьому вал приводу привідного диска піднімально-
пересипного механізму жорстко встановлено у
верхній частині корпусу, а його привід здійснено
від шестерні вала гвинтового робочого органа на
шестерню привідного вала приводу привідного
диска піднімально-пересипного механізму, крім
цього зверху над циліндричною трубою встанов-
лена скатна труба півкруглої форми, лівий кінець

U
(13)
62656
(11)
UA
(19)

3

62656

4

якої з'єднаний з зоною завантаження змішувача, а правий – з зоною розвантаження прямокутних призматичних ємностей піднімально-пересипного механізму, який разом зі скатною трубою герметично закритий металічним корпусом.

Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом зображено на фіг. 1 і фіг. 2 вид по А-А на фіг. 1.

Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу 3 гвинтового змішувача. До механізму регулювання 3 жорстко прикріплено корпус 4 гвинтового змішувача з транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу до якої жорстко до корпусу 4 закріплено електродвигун 6. До привідного вала електродвигуна 6 через запобіжну муфту 7 приєднано вал 8, до якого жорстко прикріплено гвинтовий робочий орган 9. Знизу до транспортної труби 8 приєднано бункер 10.

В зоні верхнього кінця гвинтового робочого органу 9 на валу привода 10, паралельно до вала 8 з гвинтовим робочим органом 9, жорстко встановлено привідний диск 11 піднімально-транспортного механізму круглої форми з можливістю кругового провертання. По периферії привідного диска 11 перпендикулярно до його площини зі сторони верхнього кінця транспортної труби 5 рівномірно по колу встановлені ємності 12 у вигляді прямокутних призм, які відкриті з середини. При цьому вал приводу 10 привідного диска 11 жорстко встановлено у верхній частині 13 корпусу 4 з можливістю кругового провертання, а його привід здійснено від шестерні 14 вала 8 на шестерню 15 привідного вала 10, яка жорстко на ньому закріплена.

Крім цього зверху над циліндричною трубою 5 встановлена скатна півкругла труба 16, лівий кінець якої з'єднаний з зоною завантаження змішувача, а правий - з зоною розвантаження прямокутних ємностей 12. Піднімально-пересипний

механізм з ємностями 12 разом зі скатною півкруглою трубою 16 герметично закриті металічним корпусом 17. На вході змішувача під бункером 10 встановлено шибер 18, а на виході - шибер 19. Керування роботою змішувача здійснюється з пульта керування 20, а готовий змішуваний матеріал зсипається в ємність 21.

Робота гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом здійснюється наступним чином. В бункер 10 засипають складники сипких матеріалів змішування в заданих пропорціях. Сипкий матеріал поступає по стрілках на шнек 9, який обертається і при обертанні шнека матеріал змішується, переміщується вгору і при закритому шибере 19 поступає в ємності 12. При обертанні поворотного диска 11 піднімально-пересипного механізму він піднімається вгору і висипається на скатну півтрубу 16 і зсипається вниз в зону додаткового змішування. При готовності до використання порошкового змішаного матеріалу шибер 19 відкривають і цей матеріал зсипається в ємність 21.

В разі потреби кут нахилу змінюють відомим способом.

Робота гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом здійснюється в двох режимах: безперервному, коли шибер 19 постійно відкритий, і другий режим - коли сипкий матеріал переміщується по замкнутому циклу з пересипом, коли для забезпечення високої якості змішувального матеріалу сипкий матеріал проганяють при закритому шибере 19. Останній відкривають коли матеріал готовий до використання.

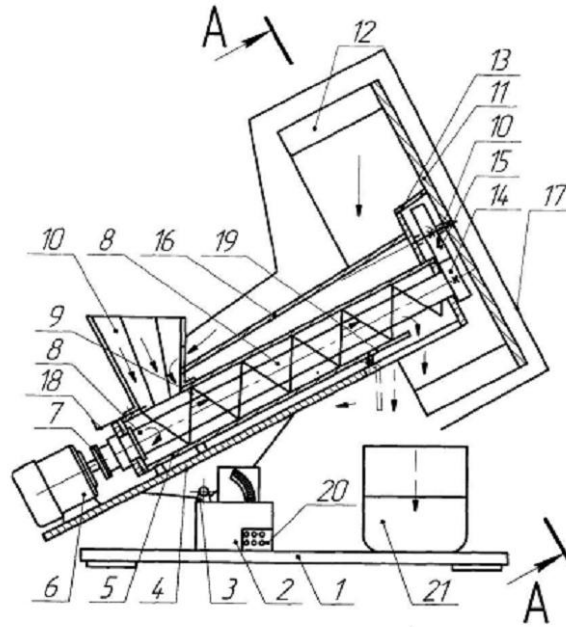
В разі потреби покращення процесу змішування без утворення мертвих зон в муфту 7 закладають кулачки відповідної конструкції для створення вібрації.

До переваг гвинтового змішувача з піднімально-пересипним механізмом відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування.

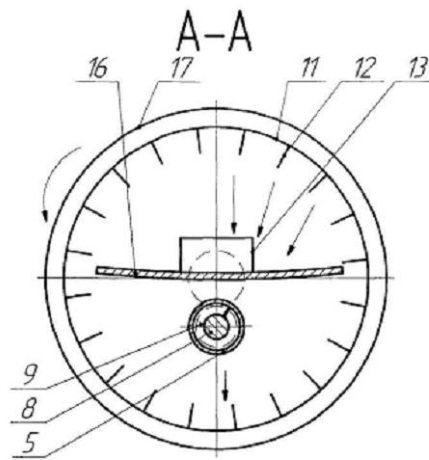
5

62656

6



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка Л.Литвиненко

Підписне

Тираж 23 прим.

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) UA (11) 60547 (13) U
 (51) МПК (2011.01)
 В02С 13/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
 І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ

ОПИС
 ДО ПАТЕНТУ
 НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
 відповідальність
 власника
 патенту

(54) РОТОРНО-ШНЕКОВА ДРОБАРКА

1

(21) u201013591

(22) 15.11.2010

(24) 25.06.2011

(46) 25.06.2011, Бюл.№ 12, 2011 р.

(72) ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ЛЯСОТА ОКСАНА МИХАЙЛІВНА, БІЛИК СТЕПАНІЯ ГРИГОРІВНА, СОЛТИСЮК ВІКТОР ІВАНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДАНОВИЧ

(73) ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ЛЯСОТА ОКСАНА МИХАЙЛІВНА, БІЛИК СТЕПАНІЯ ГРИГОРІВНА, СОЛТИСЮК ВІКТОР ІВАНОВИЧ, ГЕВКО ІГОР БОГДАНОВИЧ

(57) Роторно-шнекова дробарка, яка виконана у вигляді корпусу із встановленим в ньому молотковим ротором і рифленим решетом, приводом, завантажувальним і розвантажувальними елементами, установчими і кріпильними елементами, яка **відрізняється** тим, що ротор виконаний у вигляді корпусу з центральним конусним отвором, в якому виконано конусно-гвинтову канавку з поперечним

2

перерізом у вигляді півкола, в кінцевий отвір корпусу встановлено з зазором конусний ротор-шнек, зазор між якими у міру опускання до виходу має величину найдрібнішої фракції помолу, параметри гвинтової канавки в конусній частині - глибина канавки $(0,4-0,9) \cdot d$, де d - діаметр зернини; крок спіралі $t=(0,18-4,5) \cdot d$, причому шнек виконаний у вигляді конуса зі щільно навитими витками, по периферії яких створені вільні трикутні зони, центрування ротора-шнека здійснено за допомогою двох опор, розміщених з двох сторін корпусу з можливістю регулювання (опускання, піднімання) ротора-шнека відносно корпусу, а бункер з'єднаний з зоною подрібнення завантажувально-розвантажувальною трубою, у верхній частині якої виконані завантажувальні вікна, величину яких регульовано шиббер-конусом за допомогою маховика з валом, останній встановлений в отвір труби, а в нижній частині завантажувально-розвантажувальної труби виконані вивантажувальні вікна, які з'єднані системою каналів з емністю для виходу готової продукції.

Корисна модель відноситься до галузі харчового і переробного машинобудування і може мати широке використання для подрібнення зерна і матеріалів в сільському господарстві у фармацевтичній і будівельній промисловості та інших галузях народного господарства.

Відома дробарка для подрібнення матеріалів (А.С. №992087 ССРСР, МКл. В02С 13/04. Дробилка кормов, А.В. Тимановский и др. Опубл. 30.01.83, Бюл. №4 - 2ст.), яка виконана у вигляді корпусу із встановленим в ньому молотковим ротором і рифленим решетом, приводом, завантажувальними і розвантажувальними елементами, установчими і кріпильними елементами.

Основний недолік даної дробарки є недостатня якість подрібнення і мала продуктивність.

Метою корисної моделі є підвищення якості подрібнення і продуктивності шляхом виконання роторно-шнекової дробарки, у вигляді корпусу з встановленим у ньому молотковим ротором і рифленим решетом, приводом, завантажувальними і

розвантажувальними елементами, установчих і кріпильних елементів, причому ротор виконаний у вигляді корпусу з центральним конусним отвором, в якому виконано конусно-гвинтову канавку з поперечним перерізом у вигляді півкола, в кінцевий отвір корпусу встановлено з зазором конусний ротор-шнек, зазор між якими у міру опускання до виходу має величину самої найдрібнішої фракції помолу, параметри гвинтової канавки в конусній частині - глибина канавки $(0,4-0,9) \cdot d$, де d - діаметр зернини; крок спіралі $t=(0,18-4,5) \cdot d$, причому шнек виконаний у вигляді конуса зі щільно навитими витками, по периферії яких створені вільні трикутні зони, центрування ротора-шнека здійснено за допомогою двох опор розміщених з двох сторін корпусу з можливістю регулювання (опускання, піднімання) ротора-шнека відносно корпусу, а бункер з'єднаний з зоною подрібнення завантажувально-розвантажувальною трубою, у верхній частині якої виконані завантажувальні вікна, величину яких регульовано шиббер-конусом за допомогою махо-

U
(13)

60547
(11)

UA
(19)

вика з валом, останній встановлений в отвір труби, а в нижній частині завантажувально-розвантажувальної труби виконані вивантажувальні вікна, які з'єднанні системою каналів з емністю для виходу готової продукції.

Роторно-шнекова дробарка зображена на Фіг.1 - головний вид; Фіг.2 - профільна проєкція Фіг.3 - січення по А-А, Фіг.4 - січення по Б-Б, Фіг.5 - січення по В-В Фіг.1.

Роторно-шнекова дробарка складається з корпусу 1, на якому жорстко кріпиться привід 2, системи зубчатих передач 3, 4, 5 і 6, які служать для передачі обертового руху від приводу до завантажувально-розвантажувальної труби 7, ротор-шнека 8, корпусу 9 і кронштейн - зубчасте колесо 10. Причому шнек ротора шнека 8 виконано у вигляді конуса з щільно навитими витками, по периферії яких створені вільні трикутні зони для розміщення зерна. Знизу до ротор-шнека 8 жорстко кріпиться кронштейн - зубчасте колесо 10 циліндричної ступінчастої форми, яке в нижній частині виконане у вигляді зубчастого зачеплення.

Система ротор-шнек 8 і кронштейн-зубчасте колесо 10 провертається навколо осі для подачі сипкого матеріалу в напрямку осевого переміщення. Ротор-шнек 8 внутрішнім отвором взаємодіє із завантажувально-розвантажувальною трубою 7, яка має дві точки опори зверху в кришці 11 і знизу - в корпусі 9. Для накопичення зерна використовується бункер 12, оснащений системою регулювання подачі зерна-маховиком 13, валом 14, шибер-конусом 15, крім цього бункер 12 жорстко кріпиться до фланця 16, який з'єднаний з кронштейном 17 і корпусом.

У верхній частині завантажувально-розвантажувальної труби 7 виконані вікна 18 для подачі зерна в зону подрібнення. В нижній частині цієї труби виконані вікна 19 для відведення подрібненого зерна з зони подрібнення в тару готової продукції (на кресленні не показано).

Ротор-шнек 8 встановлений на завантажувально-розвантажувальній трубі 7 в двох підшипниках ковзання зверху і знизу з можливістю відносного кругового і осевого переміщення (на кресленні не показано). Осевим переміщенням регулюється величина зазору між ротором-шнеком 8 і корпусом 9, що забезпечує регулювання величин фракцій

помолу. Параметри гвинтової канавки в конусній частині - глибина канавки $(0,4-0,9)d$, крок спіралі $t=(0,18-4,5)d$, де d - діаметр зернини.

Крім цього кінематика дробарки складається з рухомого та нерухомого кінематичних ланцюгів. В рухомий кінематичний ланцюг входить два кінематичних зв'язки: перший забезпечує рух корпусу 9, який здійснюється від електродвигуна 2 системою шестерень 3, 4, 5, 6, через кронштейн-зубчасте колесо 10; другий забезпечує рух ротора-шнека 8 від електродвигуна 2 через систему шестерень 3, 4, 10. При цьому дробарка є нерухома, до неї входить завантажувальний бункер 12.

Технологічний процес подрібнення зерна здійснюється наступним чином. Зерно для його подрібнення засипається в бункер 12 при закритому шибер-конусі 15. Включається електродвигун і обертовий рух передається на корпус 9 і ротор-шнек 8, які обертаються в протилежні напрямки. Після цього за допомогою маховика 13, вала 14 і шибер-конуса 15 відкриваються вікна 18 і технологічне переміщення зерна здійснюється з бункера 12, через трубу 7, вікна 18 і в зону подрібнення, яка складається з ротор-шнека 8 і корпусу 9 між якими є зазор, який по мірі опускання вниз зменшується і його величина визначає величину фракції. Дальше подрібнена маса проходить перетиранням в нижній частині ротор-шнека 8 і переміщується через вікно 19 до виходу по стрілці з емності (на кресленні не показано).

Регулювання величини фракції подрібненого матеріалу здійснюється за рахунок регулювання величини зазору між корпусом 9 і ротор-шнеком 8, за допомогою регулювальних елементів, які розміщені в нижній і верхній частинах ротор-шнека (на кресленні не показані).

Для забезпечення нормального процесу подрібнення важливими складовими конструкції дробарки є кути нахилу і величини зазорів між робочими органами, які подані вище, а також швидкості їх обертання.

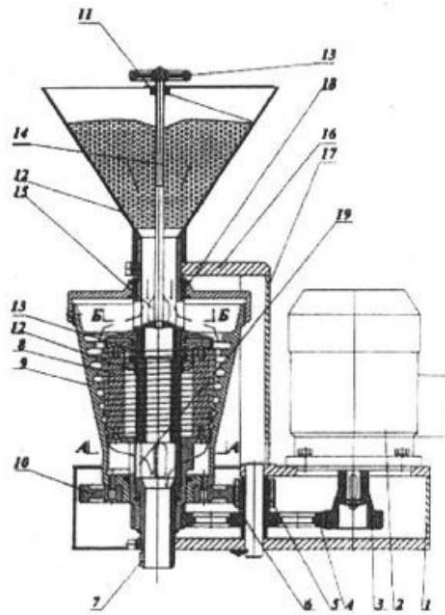
Тому мінімальну кількість обертів корпусу-конуса рекомендовано вибирати в межах 150-200 об./хв. і ротора-шнека - 300-400 об./хв.

Перевагою роторно-шнекової дробарки є забезпечення високої продуктивності і якості продукції подрібнення.

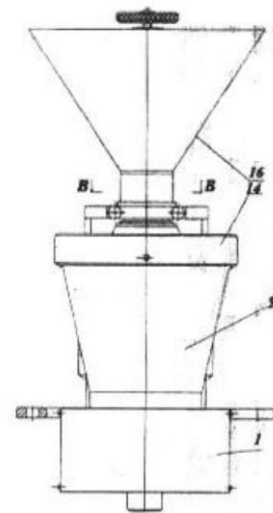
5

60547

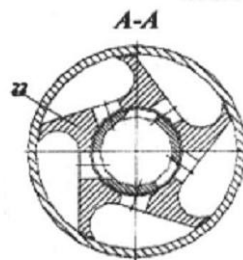
6



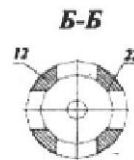
Фиг. 1



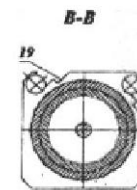
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5



УКРАЇНА

(19) UA (11) 65989 (13) U
 (51) МПК (2011.01)
 A01D 82/00
 B02C 13/10 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

ОПИС
 ДО ПАТЕНТУ
 НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
 відповідальність
 власника
 патенту

(54) ПОДРІБНЮВАЧ СІЧКИ СУХИХ РОСЛИННИХ СТЕБЕЛ

1

(21) u201104885

(22) 19.04.2011

(24) 26.12.2011

(46) 26.12.2011, Бюл.№ 24, 2011 р.

(72) ПАВЛІСЬКИЙ ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ, ГНАТЬО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, КЛЕНДІЙ ПЕТРО БОГДАНОВИЧ, НЕСТЕРЕНКО ОЛЕКСІЙ ВІКТОРОВИЧ, ФЛЬОНЦ ІГОР ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ГРАБАР ВОЛОДИМИР АНДРІЙОВИЧ

(73) ПАВЛІСЬКИЙ ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ, ГНАТЬО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, КЛЕНДІЙ ПЕТРО БОГДАНОВИЧ, НЕСТЕРЕНКО ОЛЕКСІЙ ВІКТОРОВИЧ, ФЛЬОНЦ ІГОР ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ГРАБАР ВОЛОДИМИР АНДРІЙОВИЧ

(57) Подрібнювач січки сухих рослинних стебел виконаний у вигляді основи, боковин, різального барабану з ножами, протирізальних пластин, бункера з подаючим шнековим механізмом, піддона з

2

вихідним патрубком, при чому на основі жорстко встановлені боковини, а в боковинах на підшипниках з можливістю вільного обертання встановлено різальний барабан з ножами, які розміщено на циліндричній поверхні барабану подібно зубам шевронної передачі, крім того в боковинах встановлено упорні диски і радіальні направляючі пази, в які встановлено протирізальні пластини, які своїми краями прилягають до упорних дисків, крім того діаметр упорних дисків є більшим від діаметра, на якому знаходяться ріжучі кромки ножів, що забезпечує їх ковзання по поверхні протирізальних пластин, а протирізальні пластини притискаються до упорних дисків стяжними тросами, крім того в боковинах і бокових та циліндричній поверхні різального барабану виконано отвори для проходження повітря, а на основі встановлено бункер з подаючим шнековим механізмом і піддон з вихідним патрубком.

Корисна модель належить до сільськогосподарського машинобудування і може мати широке використання для приготування біомаси для біогазових установок.

Відомі подрібнювачі не забезпечують подрібнення січки сухих рослинних стебел до фракції менше 1 мм, що негативно впливає на процес виробництва біогазу, збільшується час бродіння біомаси і зменшується вихід біогазу.

Соломосилосорізка подрібнює масу з довжиною різки 2-8 мм. При продуктивності 2,5 тонн/год (І.С. Іванов, К.І. Лихоїденко, М.Я. Резниченко, Г.Т. Чернов "Сільськогосподарські машини" 1970 рік). Таке подрібнення соломи, грубого сіна, стебел кукурудзи є недостатнім для приготування біомаси, з якої виробляють біогаз.

Задачею корисної моделі є створення конструкції подрібнювача січки сухих рослинних стебел, який здатний подрібнювати до фракції менше 1 мм шляхом виконання його у вигляді основи, боковин, різального барабану з ножами, протирізальних пластин, бункера з подаючим шнековим механізмом, піддона з вихідним патрубком, при чому на основі жорстко встановлені боковини, а в бокови-

нах на підшипниках з можливістю вільного обертання встановлено різальний барабан з ножами, які розміщено на циліндричній поверхні барабану подібно зубам шевронної передачі, крім того в боковинах встановлено упорні диски і радіальні направляючі пази, в які встановлено протирізальні пластини, які своїми краями прилягають до упорних дисків, крім того діаметр упорних дисків є більшим від діаметра, на якому знаходяться ріжучі кромки ножів, що забезпечує їх ковзання по поверхні протирізальних пластин, а протирізальні пластини притискаються до упорних дисків стяжними тросами, крім того в боковинах і бокових та циліндричній поверхні різального барабану виконано отвори для проходження повітря, а на основі встановлено бункер з подаючим шнековим механізмом і піддон з вихідним патрубком.

Поперечний розріз Б-Б подрібнювача січки сухих рослинних стебел показано на Фіг. 1, розріз по А-А на Фіг. 2.

Подрібнювач січки сухих рослинних стебел складається з основи 1, боковин 2 і 3 з пазами 4, упорних дисків 5 і 6, різального барабану 7 з ножами 8 встановленого на підшипниках 9, 10, про-

(19) UA (11) 65989 (13) U

3

65989

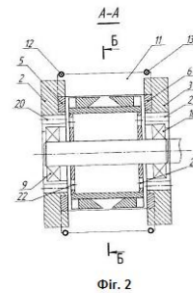
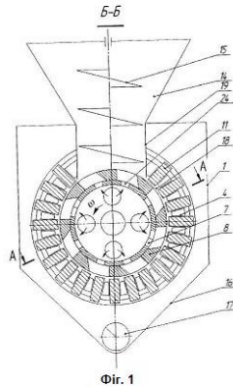
4

тирізальних пластин 11, стяжних тросів 12, 13, бункера 14 з подаючим шнековим механізмом 15, піддона 16 з вихідним патрубком 17.

Робота подрібнювана січки сухих рослинних стебел здійснюється наступним чином. Приводять в обертний рух різальний барабан 7 з ножами 8 з швидкістю $\omega > 314$ Рад/сек. при цьому ножі 8 працюють як лопасті вентилятора і створюють повітряний кільцевий потік, який ковзає по внутрішній поверхні протирізальних пластин 11 і через щілини між ними 18 під дією відцентрової сили виривається в об'єм піддона 16 і шнекову трубу 19. Приводять в обертний рух шнековий механізм 15 і подають січку в бункер 14. Січка заповнює шнекову трубу 19, перекриває вихід повітряного потоку, і на виході з неї подрібнюється ножами 8. Подрібнені частинки січки подають в міжзубовий об'єм і під

дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні протирізальних пластин 11, ковзають по ній і з допомогою повітряного потоку, який проходить через отвори 20, 21 в боковинах 2 і 3, отвори 22, 23 в торцевих стінках барабана 7, отвори 24 в циліндричній стінці барабана 7, щілини 18 між протирізальними пластинами 11 частково провалюються в щілини 18 і обрізаються ріжучими кромками ножів 8 і протирізальних пластин 11. Таким чином подрібнена січка виноситься повітряним потоком в об'єм піддона 16 і через патрубок 17 в циклон.

До переваг відноситься простота конструкції, технологічність при виготовленні та відновленні ріжучих кромки в період експлуатації, а також висока ступінь подрібнення.





УКРАЇНА

(19) UA (11) 66136 (13) U

(51) МПК
A01D 43/10 (2006.01)
A01D 45/30 (2006.01)ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ДВОСТУПІНЧАТИЙ ШТИФТО-ЗУБОВИЙ ПОДРІБНЮВАЧ СІЧКИ СУХИХ РОСЛИННИХ СТЕБЕЛ

1

2

(21) u2011106787

(22) 30.05.2011

(24) 26.12.2011

(46) 26.12.2011, Бюл.№ 24, 2011 р.

(72) ПАВЛІСЬКИЙ ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ, ГНАТЬО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, ЛОГУШ ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ФЛЬОНЦ ІГОР ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ГРАБАР АНДРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

(73) ПАВЛІСЬКИЙ ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ, ГНАТЬО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, ЛОГУШ ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ ІГОР ІВАНОВИЧ, ФЛЬОНЦ ІГОР ВОЛОДИМИРОВИЧ, ЧВАРТАЦЬКИЙ РОМАН ІГОРОВИЧ, ГРАБАР АНДРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

(57) Двоступінчатий штифто-зубовий подрібнювач січки сухих рослинних стебел, який виконаний у вигляді основи, станини з фланцевим з'єднанням, корпусу підшипників з фланцевим кріпленням, різального барабана з торцевими і радіальними штифто-зубами та вентиляторними лопатками, протирізальної решітки, корпусу подавального шнекового механізму з завантажувальною горловиною і фланцевим з'єднанням, шнека з змінним кроком і об'ємом, який відрізняється тим, що на основі жорстко встановлено станину з фланцевим з'єднанням, а на станині жорстко встановлено корпус підшипників з фланцевим кріпленням, крім того, в корпус підшипників на підшипниках кочення встановлено вал різального барабана, а з циліндричної поверхні різального барабана радіально запресовані по трьох кругах штифто-зуби таким чином, що їхні діаметри, перпендикулярні до площини обертання, при обертанні частково перекри-

вають один одний, крім того, штифто-зуби в площині обертання похилені в напрямку руху на кут α , а з торцевої поверхні різального барабана та трьох концентричних колах запресовані штифто-зуби таким чином, що їх діаметри, які знаходяться на радіусах при обертанні частково перекривають один одний, крім того, штифто-зуби похилені по колу в напрямку руху на кут α , а отвори під радіальні і торцеві штифто-зуби виконані таким чином, що їхні поверхні не перетинаються, крім того, на різальному барабані жорстко встановлено вентиляторні лопатки, а на кінцях похилених радіально запресованих штифто-зубах виконані циліндричні поверхні однакового радіуса, перетини яких з циліндричними поверхнями штифто-зубів у передній частині утворюють різучі кромки, крім того, поверхні кінців похилених торцевих штифто-зубів виконані в одній площині, перерізи якої з циліндричними поверхнями штифто-зубів у передній частині утворюють різучі кромки, а кругом різального барабана на циліндричній поверхні фланця корпусу підшипників жорстко встановлена протирізальна решітка таким чином, що діаметри циліндричної поверхні кінців штифто-зубів і внутрішньої поверхні протирізальної решітки забезпечують їх ковзання при обертанні різального барабана, крім того, до станини через фланцеве з'єднання прикріплено корпус подавального шнекового механізму з завантажувальною горловиною, в якому розміщено шнек із змінним кроком і об'ємом таким чином, що кінці торцевих штифто-зубів утворюють мінімальний зазор між торцевою поверхнею корпусу і шнека, а при обертанні перекривають площу кільцевого отвору, з якого виходить спресована січка.

Корисна модель належить до галузі сільсько-господарського машинобудування і може мати широке застосування в технологічних процесах для тонкого подрібнення січки сухих рослинних стебел, а саме: приготування біомаси для біогазових установок.

Відомі подрібнювачі не забезпечують подрібнення січки сухих рослинних стебел до фракції менше 1 мм, що негативно впливає на процес виробництва біогазу, збільшується час бродіння біомаси і зменшується вихід біогазу.

Соломосилосорізка подрібнює масу з довжиною різки 2-8 мм. При продуктивності 2,5 тонн/год.

(19) UA (11) 66136 (13) U

[І.С. Іванов, К.І. Лихоїденко, М.Я. Резниченко, Г.Т. Чернов. Сільськогосподарські машини 1970 рік]. Таке подрібнення соломи, грубого сіна, стебел кукурудзи є недостатнім для приготування біогазу з якої виробляють біогаз.

Задачею даної корисної моделі є створення конструкції двоступінчастого штифто-зубового подрібнювача січки сухих рослинних стебел, який забезпечує подрібнення до розмірів частинок менше 1 мм шляхом виконання його у вигляді основи, станини з фланцевим з'єднанням, корпусу підшипників з фланцевим кріпленням, різального барабана з торцевими і радіальними штифто-зубами та вентиляторними лопатками, протирізальної решітки, корпусу подавального шнекового механізму з завантажувальною горловиною і фланцевим з'єднанням, шнека зі змінним кроком і об'ємом, причому на основі жорстко встановлено станину з фланцевим з'єднанням, а на станині жорстко встановлено корпус підшипників з фланцевим кріпленням, крім того, в корпус підшипників на підшипниках кочення встановлено вал різального барабана, а з циліндричної поверхні різального барабана радіально запресовані по трьох кругах штифт-зуби таким чином, що їхні діаметри, перпендикулярні до площини обертання, при обертанні частково перекривають один одний, крім того, штифт-зуби в площині обертання похилені в напрямку руху на кут α , а з торцевої поверхні різального барабана та трьох концентричних колах запресовані штифт-зуби таким чином, що їх діаметри, які знаходяться на радіусах, при обертанні частково перекривають один одний, крім того, штифт-зуби похилені по колу в напрямку руху на кут α , а отвори під радіальні і торцеві штифт-зуби виконані таким чином, що їхні поверхні не перетинаються, крім того, на різальному барабані жорстко встановлено вентиляторні лопатки, а на кінцях похилених радіально запресованих штифт-зубах виконані циліндричні поверхні однакового радіуса, перерізи яких з циліндричними поверхнями штифт-зубів у передній частині утворюють ріжучі кромки, крім того, поверхні кінців похилених торцевих штифт-зубів виконані в одній площині, перетини якої з циліндричними поверхнями штифт-зубів у передній частині утворюють ріжучі кромки, а кругом різального барабана на циліндричній поверхні фланця корпусу підшипників жорстко встановлена протирізальна решітка таким чином, що діаметри циліндричної поверхні кінців штифт-зубів і внутрішньої поверхні протирізальної решітки забезпечують їх ковзання при обертанні різального барабана, крім того, до станини через фланцеве з'єднання прикріплено корпус подавального шне-

кового механізму з завантажувальною горловиною, в якому розміщено шнек зі змінним кроком і об'ємом таким чином, що кінці торцевих штифт-зубів утворюють мінімальний зазор між торцевою поверхнею корпусу і шнека, а при обертанні перекривають площу кільцевого отвору, з якого виходить спресована січка.

Повздовжній розріз по А-А двоступінчастого штифто-зубового подрібнювача січки сухих рослинних стебел показано на фіг. 1 розріз по Б-Б та фіг. 2. Двоступінчастий штифто-зубовий подрібнювач січки сухих рослинних стебел складається з основи 1 станини з фланцевим з'єднанням 2, корпусу підшипників з фланцевим кріпленням 3, різального барабана 4 з торцевими і радіальними штифт-зубами 5 і 6 та вентиляторними лопатками 7, протирізальної решітки 8, корпусу подавального шнекового механізму 9 з завантажувальною горловиною 10 і фланцевим кріпленням 11, шнека з змінним кроком і об'ємом 12.

Робота двоступінчастого штифто-зубового подрібнювача січки сухих рослинних стебел здійснюється наступним чином:

Спочатку надають обертового руху у вказаному напрямку різальному барабану 4 і розганяють його до швидкості $\omega > 314$ рад/сек, причому вентиляторні лопатки 7 створюють повітряний потік, який проходить через отвори 13, 14 і підсилюється торцевими і радіальними штифто-зубами 5, 6, і через отвори в протирізальній решітці 8 виходить в об'єм станини з фланцевим з'єднанням 2 і через патрубок 15 направляється в циклон.

Включають шнековий механізм подачі і подають січку сухих рослинних стебел у завантажувальну горловину 10, яка переміщується шнеком зі змінним кроком і об'ємом 12 через корпус подавального шнекового механізму 9, спресовується і через кільцевий отвір 16 виходить в зону різання торцевими штифт-зубами 5, які подібно до цикліни зрізують зі спресованої січки стружку, яка підхвачується повітряним потоком і подається на протирізальну решітку 8, притискається до неї і з швидкістю ковзає по ній і подрібнюється її ріжучими кромками і різальними кромками радіальних штифт-зубів 6.

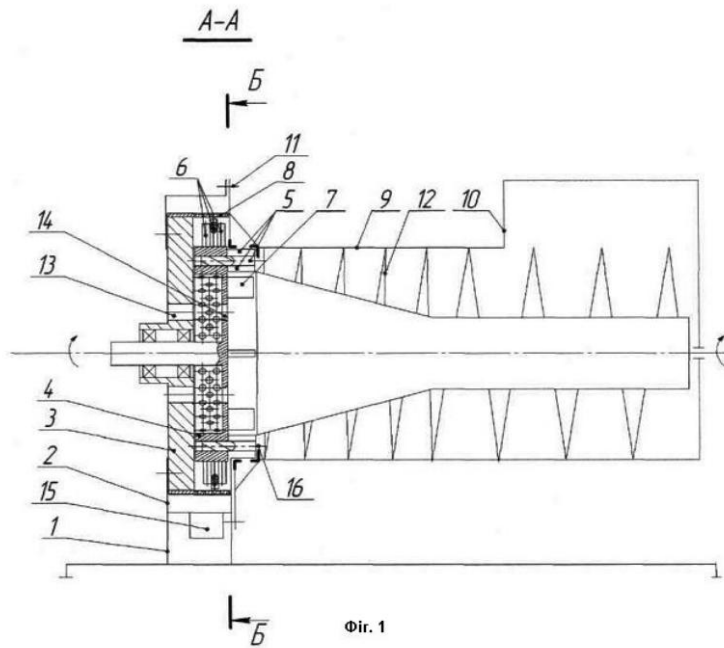
Подрібнена січка через отвори в протирізальній решітці 8 вноситься повітряним потоком в об'єм станини з фланцевим з'єднанням 2 і через патрубок 15 направляється у циклон.

До переваг належить високий ступінь подрібнення, швидкий і малозатратний процес заточення ріжучих кромки, штифт-зубів, можливість заміни спрацьованих штифт-зубів.

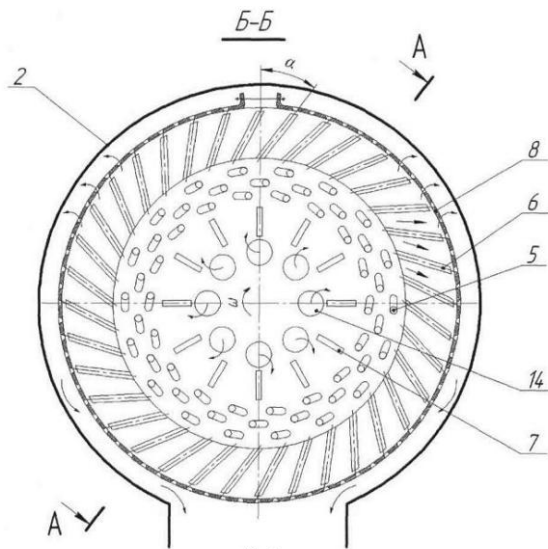
5

66136

6



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

Підписне

Тираж 23 прим.

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК Б

«Загальний вигляд та текст програми для обчислень»

Розрахунок динамічних навантажень

Результати текстові | Моменти | Куги | Швидкості | **Ввід даних**

Момент інерції 1
 кг м2

Момент інерції 2
 кг м2

Жорсткість
 Н м

Критичний момент двигуна
 Н м

Критична швидкість
 1 / сек

Синхронна швидкість
 1 / сек

Вязкість
 Н м сек

Момент різання
 Н м

Коефіцієнт заклинювання
 Н м

Момент тертя
 Н м

Максимальне заклинювання
 Н м

Час початку заклинювання
 сек

Час початку номінального навантаження
 сек

Час наростання навантаження
 сек

Варіант розрахунку навантаження

Пуск без навантаження

Пуск із навантаженням

Пуск при заклинюванні

Нормальний режим

Заклинювання у робочому стані

Зупинка руху

Крок по часу інтегрування
 мілі сек

Кінцевий час
 сек

Кількість розбиттів

Показати момент двигуна

Обчислити

Вихід

```

unit Unit1;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes,
  Graphics,
  Controls, Forms, Dialogs, ExtCtrls, TeeProcs,
  TeEngine, Chart,
  ComCtrls, Grids, StdCtrls, math, Series;

type
  TForm1 = class(TForm)
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    TabSheet2: TTabSheet;
    TabSheet3: TTabSheet;
    Chart1: TChart;
    Chart2: TChart;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    StringGrid1: TStringGrid;
    Memo1: TMemo;
    Series1: TLineSeries;
    Button3: TButton;
    Button4: TButton;
    Button5: TButton;
    Button6: TButton;
    procedure FormCreate(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Convert;
    procedure Rozrah;
    procedure Rozrah_gamma;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
    procedure Chart2Db1Click(Sender: TObject);
    procedure Button4Click(Sender: TObject);
    procedure Button5Click(Sender: TObject);
    procedure Button6Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

```

```

var
  Form1: TForm1;

implementation
var R, rk, mu2, mu3, DD, hh, ss: real;
    r1, r2, r3, r4, alpha, gamma, gamma_r: real;
    F1, F2, F3, T, T1: real;
    Ff1, Ff2, Ff3, Tf: real;
    kkd: real;
    N, NN: integer;
var sin_g, dod1, dod2: real;

{$R *.dfm}
procedure TForm1.Convert;
begin
  R:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,1])/1000;
  rk:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,2])/1000;
  alpha:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,3])*pi/180;
  gamma:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,4])*pi/180;
  dd:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,5])/1000;
  hh:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,6])/1000;
  ss:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,7])/1000;
  N:=StrToInt(StringGrid1.Cells[1,8]); // кількість
  КУЛЬОК
  T:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,10]);
  mu2:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,11]);
  mu3:=StrToFloat(StringGrid1.Cells[1,12]);
  NN:=StrToInt(StringGrid1.Cells[1,13]); // кількість
  ЛАНОК
end;

procedure TForm1.Rozrah_gamma;
begin
  r4:=rk*cos(gamma)+ss*tan(gamma);
  F2:=T/(N*R*cos(alpha));
  F1:=F2/cos(gamma);
  F3:=F2*tan(gamma);
  Ff2:=F2*mu2;
  Ff3:=F3*mu3;
  dod1:=mu2+mu3*(1+rk/R)*tan(gamma);
  dod2:=2*pi+4*dod1*tan(alpha);
  kkd:=2*pi/dod2;
  T1:=T/kkd;
end;

```

```

procedure TForm1.Rozrah;
begin
  r1:=r+dd;
  r2:=r*cos(alpha)-dd;
  r3:=r2-hh;
  sin_g:= (R*(1-cos(alpha))+dd+hh+ss)/rk;
  gamma_r:=arcsin(sin_g);
  gamma:=(int(gamma_r*180/pi +1))*pi/180;
  Rozrah_gamma;
end;

procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
begin
  with StringGrid1 do
  begin
    ColWidths[0]:=150;
    Cells[0,0]:='Назва параметру';
    Cells[1,0]:='Значення';
    Cells[0,1]:='Радіус обертання (мм)';
    Cells[0,2]:='Радіус кульки (мм)';
    Cells[0,3]:='Кут відхилення (град)';
    Cells[0,4]:='Кут лунки (град)';
    Cells[0,5]:='Дельта 1 (мм)';
    Cells[0,6]:='Зазор (мм)';
    Cells[0,7]:='Заглиблення кульки (мм)';
    Cells[0,8]:='Кількість кульок';
    Cells[0,9]:='';
    Cells[0,10]:='Момент на валу (Нм)';
    Cells[0,11]:='Коеф тертя 2';
    Cells[0,12]:='Коеф тертя 3';
    Cells[0,13]:='Кількість ланок';
    Cells[0,14]:='';

    Cells[1,1]:='30';
    Cells[1,2]:='7.5';
    Cells[1,3]:='20';
    Cells[1,4]:='30';
    Cells[1,5]:='1';
    Cells[1,6]:='1';
    Cells[1,7]:='1';
    Cells[1,8]:='4';
    Cells[1,9]:='';
    Cells[1,10]:='10';
    Cells[1,11]:='0.2';
    Cells[1,12]:='0.2';
  end;
end;

```



```

    Cells[1,13]:='5';
    Cells[1,14]:='';

    end;
    Mem01.Clear;
end;

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
    Close;
end;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
    Convert;
    Rozrah;
    Mem01.Lines.Add('R1=
'+FloatToStrF(r1*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
    Mem01.Lines.Add('R2=
'+FloatToStrF(r2*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
    Mem01.Lines.Add('R3=
'+FloatToStrF(r3*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
    Mem01.Lines.Add('Gamma_R=
'+FloatToStrF(gamma_r*180/pi, fffixed, 5, 2)+' град');
    Mem01.Lines.Add('Gamma=
'+FloatToStrF(gamma*180/pi, fffixed, 5, 2)+' град');
    Mem01.Lines.Add('R4=
'+FloatToStrF(r4*1000, fffixed, 5, 2)+' мм');
    Mem01.Lines.Add('F1=      '+FloatToStrF(F1, fffixed, 5, 2)+'
H');
    Mem01.Lines.Add('F2=      '+FloatToStrF(F2, fffixed, 5, 2)+'
H');
    Mem01.Lines.Add('F3=      '+FloatToStrF(F3, fffixed, 5, 2)+'
H');
    Mem01.Lines.Add('Ff2=    '+FloatToStrF(Ff2, fffixed, 5, 2)+'
H');
    Mem01.Lines.Add('Ff3=    '+FloatToStrF(Ff3, fffixed, 5, 2)+'
H');
    Mem01.Lines.Add('KKD=    '+FloatToStrF(kkd, fffixed, 5, 5)+'
');
    Mem01.Lines.Add('T1=      '+FloatToStrF(T1, fffixed, 5, 2)+'
Hм');
end;

procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);

```

```

var dr:real;
begin
Convert;
Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
  dr:=0.001*R;
  rk:=0.01*R;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від співвідношення радіусів
кульки та шарніра');
  repeat
try
  Rozrah;
except
  rk:=rk+dr;
  continue;
end;
  Chart2.Series[0].AddXY(rk/R, kkd, '', clTeeColor);
  rk:=rk+dr;
  until rk>0.9*r;
end;

procedure TForm1.Chart2DbClick(Sender: TObject);
begin
  Chart2.CopyToClipboardBitmap;
end;

procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject);
var da:real;
begin
Convert;
Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
  da:=0.1*pi/180;
  alpha:=0;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від кута розхилу осей');
  repeat
try
  Rozrah;
except
  alpha:=alpha+da;
  continue;
end;

Chart2.Series[0].AddXY(alpha*180/pi, kkd, '', clTeeColor);
  alpha:=alpha+da;

```

```

until alpha>pi/4;

end;

procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
var dm:real;
begin
Convert;
Chart2.Series[0].Clear;
Chart2.Title.Text.Clear;
  dm:=0.01;
  mu2:=0;
  mu3:=0;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від коефіцієнта тертя');
  repeat
try
  Rozrah;
except
  mu2:=mu2+dm;
  mu3:=mu2;
  continue;
end;
  Chart2.Series[0].AddXY(mu2, kkd, '', clTeeColor);
  mu2:=mu2+dm;
  mu3:=mu2;
  until mu2>1;

end;

procedure TForm1.Button6Click(Sender: TObject);
var dq:real;
switch:boolean;
begin
  Convert;
  switch:=false;
  Chart2.Series[0].Clear;
  Chart2.Title.Text.Clear;
  Chart2.Title.Text.Add('ККД від кута лунки');
  dq:=0.01;
  gamma:=0;
  Rozrah;
  repeat
  try
  Rozrah_gamma;
except

```

```
    gamma:=gamma+dq;  
    continue;  
end;  
  
Chart2.Series[0].AddXY(gamma*180/pi,kkd,'',clTeeColor);  
    gamma:=gamma+dq;  
    until gamma>pi/2;  
  
end;  
  
end.
```

ДОДАТОК В
«Акт впровадження у виробництво»

ДОДАТОК Г

Методика проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортно-технологічних механізмів та їх елементів

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [3]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (\text{Г.1})$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент (ПФЕ) проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [3, 41]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (\text{Г.2})$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [3]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (\text{Г.3})$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [3, 41]. Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k –

кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 5.1. З метою достовірної оцінки ГТТМ під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [3, 37], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t - критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [37]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (\Gamma.4)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$$j = 1, 2, \dots, n;$$

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (\Gamma.5)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (\Gamma.6)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (\Gamma.7)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [37].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \quad (\Gamma.8)$$

Якщо умова значимості (Г 4) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі

експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [37]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (\text{Г.9})$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності; g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії; \bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді; \tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (\text{Г.10})$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [3, 37,]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності [37]:

$$F_p < F_T. \quad (\text{Г.11})$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше табличного F_T при 5% - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

ДОДАТОК Д

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

N	Корреляция	Коэффициент регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Коэфф. эластичности	Значимость регрессии
Зависимая переменная						
Y		-127.076965332031				
Независимые переменные						
1	+0.151	+1.832094669342	+0.40845	+4.49	+1.45	значим
2	+0.252	+4.553502559662	+0.54461	+8.36	+2.70	значим
3	+0.456	+9.044092178345	+0.67812	+13.34	+1.59	значим
1*1	+0.129	-0.014341523871	+0.00339	-4.23	-0.73	значим
2*2	+0.210	-0.047852437943	+0.00602	-7.94	-1.37	значим
3*3	+0.352	-0.336287945509	+0.02760	-12.18	-0.96	значим

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	3672.0457	6	612.008
Остаток	220.4006 0	#### 20	11.020
Итого	3892.4463	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.943
 Коэффициент множественной корреляции R= 0.971
 Стандартное отклонение оценки s= 3.320
 F критерий Фишера = 55.536
 Коэффициент D значим с вероятностью P = 1.000000

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

Морква

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит. = 2.053

N	Корре- пел- рем. Y с X	Кoeffициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф. регр.	t- альфа	Кoeff. эласти- чности	Значим коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y		-133.494873046875				
Независимые переменные						
1	-0.169	+1.786264777184	+0.50553	+3.53	+1.92	значим
2	+0.100	+4.659362792969	+0.66181	+7.04	+3.76	значим
3	+0.384	+7.546205997467	+0.88906	+8.49	+1.80	значим
1*1	-0.187	-0.009436299093	+0.00388	-2.43	-0.65	значим
1*2	-0.092	-0.010991665535	+0.00366	-3.00	-0.53	значим
1*3	+0.193	-0.019337819889	+0.00719	-2.69	-0.28	значим
2*2	+0.053	-0.043584063649	+0.00690	-6.31	-1.70	значим
3*3	+0.292	-0.238841891289	+0.03164	-7.55	-0.93	значим

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	2176.8459	8	272.106
Остаток	260.6489 0	#### 18	14.480
Итого	2437.4949	26	

Кoeffициент множественной детерминации D= 0.893
 Кoeffициент множественной корреляции R= 0.945
 Стандартное отклонение оценки s= 3.805
 F критерий Фишера = 18.791
 Кoeffициент D значим с вероятностью P = 0.99999

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

Продуктивність буряк

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
 Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корреляция	Кoeff. регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y		-8.944421768188				
Независимые переменные						
1	+0.232	+0.046885956079	+0.00213	+22.03	+2.61	значим
2	+0.122	+6.060141086578	+0.32522	+18.63	+2.81	значим
3	+0.556	+132.568634033203	+3.49586	+37.92	+13.95	значим
1*1	+0.168	-0.000371046073	+0.00001	-26.84	-1.45	значим
1*2	+0.239	-0.003890737658	+0.00147	-2.65	-0.11	значим
1*3	+0.468	+0.026896322146	+0.00960	+2.80	+0.17	значим
2*2	+0.088	-5.554471015930	+0.31102	-17.86	-1.43	значим
3*3	+0.514	-580.462036132813	+15.84179	-36.64	-7.26	значим

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	3.5864	8	0.448
Остаток	0.0167 0	#### 18	0.001
Итого	3.6031	26	

Кoeff. множественной детерминации D = 0.995
 Кoeff. множественной корреляции R = 0.998
 Стандартное отклонение оценки s = 0.030
 F критерий Фишера = 482.735
 Кoeff. D значим с вероятностью P = 1.00000

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

Продуктивність морква

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.999 t-альфа крит.= 3.702

№	Корреляция	Кoeff. регрессии	Статистич. ошибка	t-альфа	Кoeff. эластичности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y		-10.716072082520				
Независимые переменные						
1	+0.244	+0.054896801710	+0.00040	+136.34	+2.62	значим
2	+0.160	+6.665190696716	+0.07522	+88.61	+2.65	значим
3	+0.533	+161.465225219727	+0.82833	+194.93	+14.57	значим
1*1	+0.181	-0.000422284706	+0.00000	-127.16	-1.41	значим
2*2	+0.128	-6.248529911041	+0.07472	-83.63	-1.38	значим
3*3	+0.490	-701.867492675781	+3.80577	-184.42	-7.53	значим

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	4.8569	6	0.809
Остаток	-0.0011 0	#### 20	-0.000
Итого	4.8559	26	

Кoeff. множественной детерминации D= 1.000
Кoeff. множественной корреляции R= 1.000
Стандартное отклонение оценки s= 0.007
F критерий Фишера = 15103.407
Кoeff. D значим с вероятностью P = 1.00000

Имя файла GEUKO .STA

Нажмите любую клавишу