

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

Чвартацький Роман Ігорович

УДК 621.927.08

Обґрунтування параметрів машин для подрібнення і змішування кормів

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль - 2017

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гевко Богдан Матвійович,
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя,
професор кафедри автомобілів
заслужений винахідник України

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Налобіна Олена Олександрівна,
Національний університет водного господарства та
природокористування,
професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і обладнання

кандидат технічних наук, доцент
Пришляк Віктор Миколайович,
Вінницький національний аграрний університет,
завідувач кафедри сільськогосподарських машин

Захист відбудеться 8 червня 2017 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 58.052.02 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 79.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розіслано 5 травня 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

М.Я. Сташків

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Тваринництво є важлива галузь сільського господарства України, яка на сьогодні з виробництва валового національного продукту зі всіх галузей вийшло на перше місце. Тому кормова база є основою розвитку тваринництва, а стан і рівень забезпечення господарств технікою для приготування кормів, засобами механізації для їх виробництва має важливе народногосподарське значення.

Розвиток та ефективність тваринництва зумовлені рівнем реалізації системи взаємопов'язаних раціональних принципів, які охоплюють увесь виробничий цикл і дозволяють оцінити витрати ресурсів (кормових, трудових, економічних) 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, в першу чергу, інтенсивно розвивати рослинництво та його кормову базу і на цій основі розвивати економіку держави.

Розвиток тваринництва, кормової бази, засобів механізації й 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, виконано 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: “ Розробка теорії транспортування сипких вантажів швидкохідними гвинтовими конвеєрами із еластичними робочими органами ” (номер державної реєстрації 0108U001105), яка реалізується в рамках постанови Кабінету Міністрів “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою”.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення ефективності транспортування, подрібнення й змішування кормів з вибором раціональних технологічних, кінематичних і конструктивних параметрів подрібнювача та змішувача кормів. В даній роботі вирішено такі завдання:

- проведено аналіз відомих конструкцій подрібнювачів і змішувачів кормів та на їх основі розроблено удосконалені конструкції цих пристроїв, проведено синтез й методи їх проектування;
- побудовано математичну модель залежності для визначення силових, кінематичних і технологічних параметрів подрібнювачів та змішувачів кормових сумішей на основі ресурсозберігаючих технологій;
- виведено аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів подрібнювачів кормових сумішей;

- виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів накопичувального бункера коренеплодів із урахуванням коефіцієнта його заповнення;
- виведено аналітичні залежності для визначення повної потужності подрібнювача із урахуванням ККД приводного механізму;
- спроектовано та виготовлено відповідне технологічне устаткування й проведено комплекс експериментальних досліджень для визначення основних конструктивних та силових параметрів подрібнення й змішування кормів;
- розроблено інженерну методику проектування технологічного оснащення для подрібнення й змішування кормів.

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

Предмет дослідження – закономірності взаємозв'язку конструктивних і технологічних параметрів процесів різання й 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 й виготовленому обладнанні. Статистичне опрацювання експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше виведено аналітичні залежності для визначення параметрів швидкості різання коренеплодів, продуктивності й потужності подрібнювача з стрічковим різальним апаратом з урахуванням його конструктивних та технологічних параметрів;
- розроблено динамічну модель кормового подрібнювача, що враховує максимальні навантаження, які виникають в елементах різального апарата в перехідних процесах пуску та гальмування;
- вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, силових, динамічних і технологічних параметрів розробленого кормового подрібнювача з гвинтовим змішувачем на його функціональні й експлуатаційні показники.

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 змiну крутного моменту й 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 урахуванням добрих 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 [1-6, 8-24, 28, 29] автору належать такі ідеї, наукові та практичні результати: 1) розроблення та аналіз математичних моделей і залежностей [1, 2, 7, 9]; 2) розроблення методик проектування конструкцій подрібнювачів [3, 4, 5, 6, 10, 11, 25, 29].

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 у 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 29 наукових праць, з них: 12 – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 11 – деклараційні патенти України на корисні моделі, 6 – у тезах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 144 найменувань, з них 1 іноземною мовою та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 188 сторінки, в тому числі 153 основного тексту, 48 рисунків і 12 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі висвітлено загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, визначено мету і завдання дослідження, викладено наукову новизну й практичне значення отриманих результатів, наведено дані про їх апробацію, структуру та обсяг роботи.

В першому розділі проведено аналіз методів подрібнення й змішування кормів та схеми їх компонування. Здійснено огляд конструкцій кормових подрібнювачів і проаналізовано результати теоретичних і експериментальних досліджень роботи подрібнювачів та процесів їх роботи. Наведено також механіко-технологічні властивості кормових матеріалів.

У формування наукових основ теорії проектування кормових подрібнювачів та гвинтових змішувачів, а також розроблення конструкцій подрібнювачів з

визначенням їх оптимальних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів, значний вклад внесли: Ревенко І.І., Кукта Г.М., Белянчиков М.М., Омельчинко О.О., Куцин Л.М., Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Кравчук В.І., Манько В.М., Роговий В.Д., Корнєєв Г.В., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Адамчук В.В., Черняєва Н.П., Ловейкін В.С., Новширванов А.Г., Омельченко О.О., Ткач В.Д., Шкляр Ю.Л., Штуков М.К., Янков В.І., Е. Бернхард, Х. Герман, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, А. Таурін та ін.

Проведено аналіз різних методів подрібнення, змішування та транспортування кормових матеріалів. Встановлено, що найменш ресурсозатратною технологією приготування кормів є застосування пристрою, який дозволяє одночасно подрібнювати, змішувати й транспортувати кормову суміш до місця годівлі худоби як прямолінійними, так і криволінійними трасами.

В результаті аналізу наукової та патентної літератури проведено теоретичне узагальнення й поставлено нове науково-прикладне завдання, яке полягає в підвищенні експлуатаційних показників процесу подрібнення кормових матеріалів з обґрунтуванням його раціональних, конструктивних, силових і технологічних параметрів.

У другому розділі проведено теоретичне обґрунтування параметрів машин для подрібнення й змішування кормів. Досліджено технологічний процес подрібнення коренеплодів. Запропоновано розрахункову схему для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами бункера, зокрема кута між терткою та рухомими ножами γ . На рис. 1 схематично зображено робочу зону (бункер) подрібнювача та пов'язану з ним систему координат.

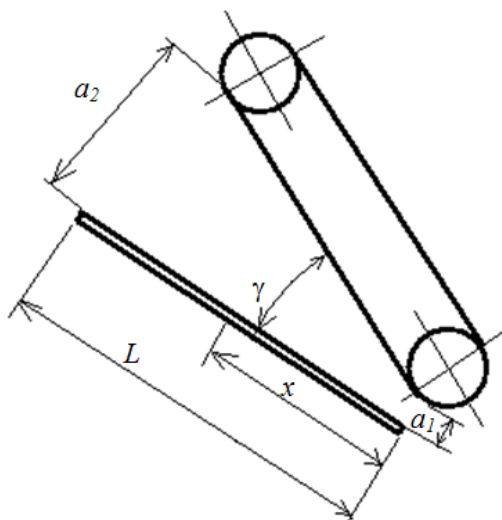


Рис. 1. Схема бункера

Об'єм бункера, залежно від координати x , обмеженої нерівністю $0 \leq x \leq L$, описано залежністю:

$$v(x) = B \left(a_1 + \frac{x}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) x, \quad (1)$$

де B – ширина бункера, що наближено дорівнює ширині різальної стрічки транспортера конвеєра.

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

Стабільність процесу захвату коренеплодів та їх подрібнення забезпечується за умови розкладу складових всіх сил на вісь x .

$$(P_2 + F_2) \cos \gamma - P_{2n} \sin \gamma + m_k g \sin \alpha + F_2 > P_1 + F_1, \quad (2)$$

де P_1 та P_2 – сили різання ножами відповідно опорної поверхні та стрічки транспортера; P_{2n} – нормальна складова від сили різання, $P_{2n} = \eta P_2$; F_1 та F_2 – сили

тертя коренеплодів по опорній поверхні та по стрічці конвеєра (поверхонь ножів); m_k – маса коренеплодів у бункері; α – кут нахилу опорної поверхні до горизонту.

Зусилля різання всіма ножами опорної поверхні P_1 та ножами стрічки конвеєра P_2 визначено за формулою Гарячкіна.

Швидкість різання ножами опорної поверхні V_1 та полотном конвеєра V_2 задається швидкістю руху стрічки конвеєра $V = V_1 + V_2$. За умови рівноважного процесу подрібнення швидкість переміщення вороху (коренеплоду) по опорній поверхні $V_k = V_1 \approx V_2 \approx V / 2$. Оскільки розхід коренеплодів має відповідати розходу подрібненої маси, то за час переміщення коренеплоду в бункері зі швидкістю $V / 2$ об'єм зрізаної частини та корисний об'єм бункера повинні дорівнювати:

$$\frac{2\lambda_k L}{V} (N_1 b_1 h_1 V_1 + N_2 b_2 h_2 V_2) = \lambda_b B \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) L, \quad (3)$$

де b_1 та b_2 – відповідно ширини стружки, а, отже, й отворів ножів на опорній поверхні та на стрічці транспортера; h_1 та h_2 – відповідно товщини стружки, що знімаються ножами опорної поверхні та стрічки транспортера; N_1 та N_2 – відповідно кількість отворів ножів на опорній поверхні та стрічці транспортера; λ_k – коефіцієнт використання різальних кромки; λ_b – коефіцієнт використання об'єму бункера.

Продуктивність процесу подрібнення коренеплодів густиною ρ становить

$$M = \frac{\lambda_b \rho B V}{2L} \left(a_1 + \frac{L}{2} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (4)$$

Необхідний кут розхилу бункера γ , що визначає розмір вхідного отвору бункера a_2 та забезпечує задану продуктивність,

$$\gamma = \arctg \left\{ \frac{2}{BL} \left[\frac{\lambda_k}{\lambda_b} (N_1 b_1 h_1 + N_2 b_2 h_2) - B a_1 \right] \right\} = \arctg \left\{ 2 \left[\frac{\lambda_k}{\lambda_b} (\sigma_1 b_1 h_1 + \sigma_2 b_2 h_2) - \frac{a_1}{L} \right] \right\}. \quad (5)$$

де параметри $\sigma_1 = N_1 / (BL)$ та $\sigma_2 = N_2 / (BL)$ характеризують питому щільність розміщення різальних елементів відповідно на опорній поверхні та на стрічці транспортера.

Умова захвату коренеплодів згідно з (2) забезпечується конструктивно більшим значенням розхилу ножів (товщини стружки) на стрічці конвеєра b_2 та, відповідно, сили різання P_2 .

Повна потужність приводу з урахуванням ККД приводного механізму η визначається із залежності

$$W_m = \frac{1}{\eta} \left\{ \frac{\lambda_k V}{2} \left[N_1 (P_{10} + K_1 b_1 h_1 + \varepsilon b_1 h_1 V_1^2) + N_2 (P_{20} + K_2 b_2 h_2 + \varepsilon b_2 h_2 V_2^2) \right] + \frac{V}{2} (F_1 + F_2) \right\}, \quad (6)$$

де P_{i0} – постійний опір різанню, який залежить від фізико-механічних властивостей коренеплодів, гостроти і геометрії кожного із різальних лез, товщини стружки; K_i – питоми коефіцієнт опору різанню; ε – коефіцієнт швидкісного опору.

Із графіка рис. 2 бачимо, що збільшення кількості отворів (густини різальних елементів) пропорційно впливає на збільшення кута розхилу бункера і, відповідно, на збільшення продуктивності процесу подрібнення. Аналогічна до рис. 2, залежність кута розхилу бункера спостерігається і для ширини та висоти зрізуваного шару b і h (рис. 3), що пояснюється їх добутком.

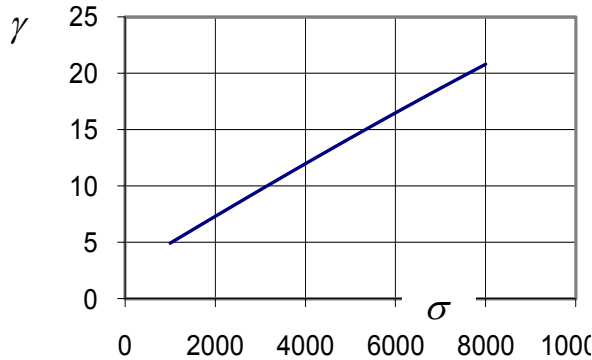


Рис. 2. Залежність оптимального кута розхилу бункера γ від густини різальних елементів σ

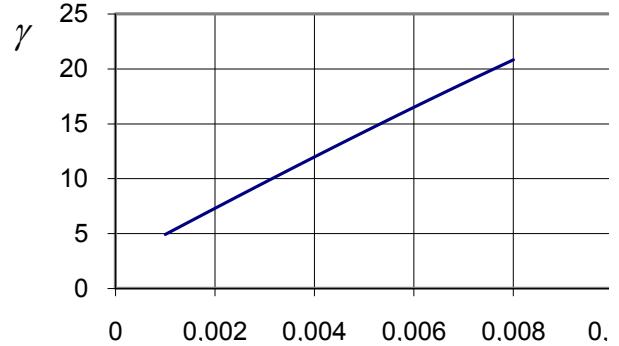


Рис. 3. Залежність оптимального кута розхилу бункера γ від ширини та висоти зрізуваного шару b і h

Із аналізу залежності (5) випливає, що основним показником, який впливає на кут γ , є сумарна продуктивність зрізуваного матеріалу, що пропорційна висоті й ширині різальних елементів та їх кількості на поверхні бункера.

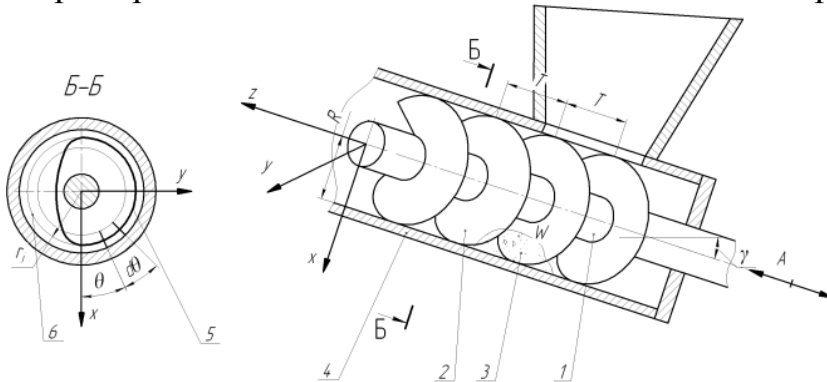


Рис. 4. Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму вантажу в нахиленому гвинтовому конвеєрі з осьовим коливанням шнека

За умови середньо-швидкісного режиму роботи конвеєра-змішувача із осьовим коливанням шнека за гармонічним законом, рис. 4, відбувається одночасне змішування та транспортування вантажу.

В параметричному вигляді, з достатньою апроксимацією, координати виділеного об'єму вантажу W визначаються

такими залежностями:

$$\begin{cases} x_W = (R - d) \cdot \cos \theta + d \cos^2 \theta; \\ y_W = R \cdot \sin \theta; \\ z_W = \frac{T(\omega t - \theta)}{2\pi} + A \sin(k\omega t), \end{cases} \quad (7)$$

де 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.

Відповідно до проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу

$$\begin{cases} \dot{x}_w = \frac{d(R-d)}{dt} \cos \theta - (R-d) \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{d(d)}{dt} \cos^2 \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_w = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_w = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + A \cdot k \cdot \omega \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t). \end{cases} \quad (8)$$

Встановлено відносні швидкості переміщення виділеного об'єму, які задають напрями дії сил тертя на вантаж з боку гвинта та кожуха і які за абсолютною величиною рівні:

$$|s_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + 2Rd \sin^2 \theta \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{d\theta}{dt} (1 - 2\cos \theta) +} \\ + d^2 \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 (1 - 2\cos \theta)^2; \quad (9)$$

$$|s_2| = \sqrt{R^2 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + 2Rd \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 (1 - 2\cos \theta) +} \\ + d^2 \sin^2 \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 (1 - 2\cos \theta)^2 + 2Ak\omega \cos(k \cdot \omega \cdot t) \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + A^2 k^2 \omega^2 \cos^2(k \cdot \omega \cdot t). \quad (10)$$

Складено та проаналізовано числовими методами рівняння руху виділеного елемента.

Результати числових досліджень (рис. 5) свідчать, що незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування.

На основі графіків (рис. 6) можна зробити висновок, що при застосуванні гвинтових конвеєрів на середньошвидкісних режимах з осьовим коливанням шнека відбувається періодична зміна швидкості переміщення вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування.

Також виведено аналітичні залежності для визначення конструктивно-силових та технологічних параметрів гвинтового змішувача з підйально-пересипним механізмом із розширеними технологічними можливостями й покращеними якісними параметрами. Встановлено раціональні значення мінімальної кутової швидкості обертання підйально-пересипного механізму. Побудовано графічні залежності мінімальної кутової швидкості обертання підйально-пересипного механізму як обмежувача його руху.

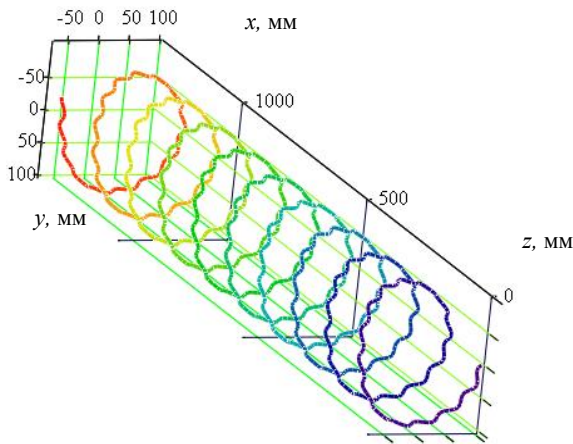


Рис. 5. Траєкторія руху виділеного об'єму вантажу в середньшвидкісному конвеєрі з осьовим коливанням шнека: $R=100$ мм; $\omega=20$ рад/с, $T=200$ мм, $A=10$ мм, $k=9$

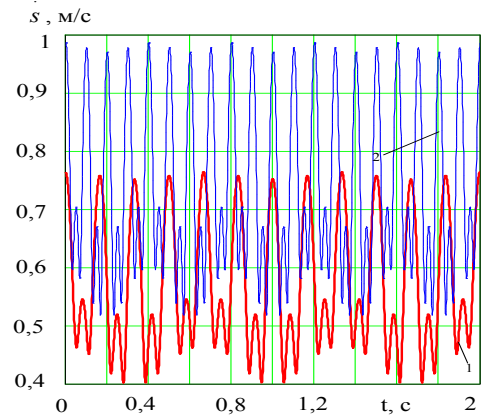


Рис. 6. Графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха у середньшвидкісному конвеєрі з осьовим коливанням шнека в часі $R=0,055$ м, $T=0,11$ м: 1 – $n=90$ об/хв; 2 – $n=150$ об/хв

З метою оцінювання максимальних навантажень, що виникають в елементах кормоподрібнювача, розглянемо рух його приводного механізму. 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.7). Усі параметри розглянуто зведеними до обертової маси робочого органа.

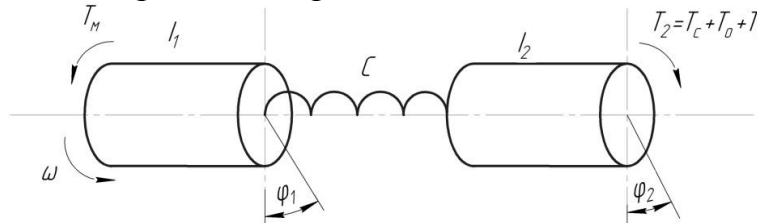


Рис. 7 Схема динамічної моделі кормоподрібнювача

На приводну масу діє обертовий електромагнітний момент T_M , який виникає в асинхронному двигуні його запишемо у вигляді:

$$T_M = \frac{2T_{Mk}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}. \quad (11)$$

Величина T_{Mk} – критичний момент електродвигуна; $s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0}$ – критичне ковзання при критичній частоті обертання ротора ω_k ; $s = \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0}$ – ковзання електродвигуна; ω_0 – синхронна швидкість обертання ротора.

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

На робочий орган діють такі зусилля: момент опору різання коренеплодів T_c ; момент в'язкого тертя T_v ; момент заклинювання T_o .

Рух механізму подрібнювача описано системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = T_M - c(\phi_1 - \phi_2); \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = c(\phi_1 - \phi_2) - T_c - T_o - T_v. \end{cases} \quad (12)$$

Момент в'язкого тертя пропорційний швидкості обертання робочого механізму $\dot{\phi}_2$ і визначається механічними властивостями подрібненої маси β . Тому його можна записати у вигляді:

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

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь (12) необхідно задати початкові умови руху. У випадку початку руху зі стану спокою, усі початкові кути та швидкості ланок дорівнюють нулю

$$\phi_1(0) = \phi_2(0) = 0; \quad \dot{\phi}_1(0) = \dot{\phi}_2(0) = 0.$$

Розв'язок системи (12) зручно провести за допомогою методу числового інтегрування Рунге-Кутта внаслідок нелінійності виразу (12), який описує характеристику асинхронного двигуна, використаного в електроприводі подрібнювача. Для цього систему (12) перетворимо до системи 4-х диференціальних рівнянь першого порядку, ввівши додаткові змінні u і v

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{T_M - c(\phi_1 - \phi_2)}{J_1}; \\ \dot{\phi}_1 = u; \\ \dot{v} = \frac{c(\phi_1 - \phi_2) - T_c - T_o - T_v}{J_2}; \\ \dot{\phi}_2 = v. \end{cases} \quad (13)$$

Початкові умови матимуть вигляд:

$$\phi_1(0) = \phi_2(0) = 0; \quad u(0) = v(0) = 0. \quad (14)$$

На основі створеної математичної моделі динамічної системи кормового подрібнювача розроблено програму розрахунку динамічних навантажень та проведено відображення отриманих результатів у графічному й текстовому вигляді. Програма дає можливість визначити динамічні параметри системи у різних режимах роботи. Обчислення проведено для таких зведених параметрів установки: $J_1 = 15 \text{ кг м}^2$, $J_2 = 0,3 \text{ кг м}^2$, $c = 3000 \text{ Нм}$, $T_{Mk} = 3000 \text{ Нм}$, $\omega_0 = 6,28 \text{ с}^{-1}$, $\omega_k = 4 \text{ с}^{-1}$.

Пускові динамічні навантаження у системі в режимі без зовнішнього навантаження зображено на рис. 8, а відповідні коливання швидкості обертання – на рис. 9. У цьому режимі наявний лише момент сил тертя, який дорівнює 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 привода, 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. 8), що свідчить про необхідність полегшення робочого органа з метою уникнення значних пускових навантажень.

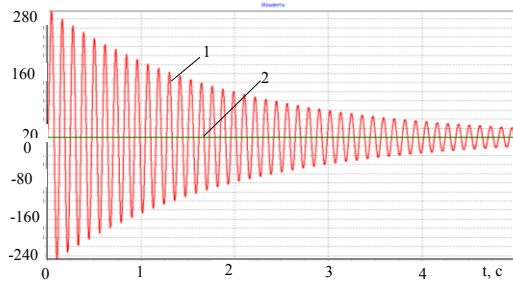


Рис. 8. Динамічний момент при пуску без навантаження: 1 – пружний момент; 2 – момент опору

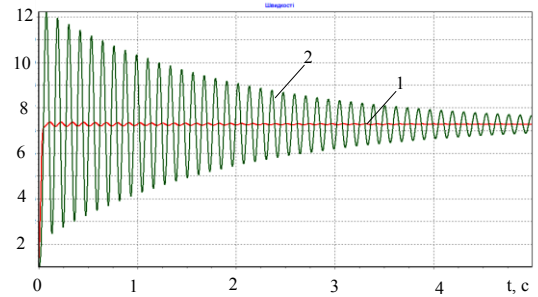


Рис. 9. Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження: 1 – двигун; 2 – полотно

На рис. 10 і 11 зображено моменти й 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 у понад 3 рази. Це пояснюється переважним впливом основного робочого навантаження різання та силами в'язкого тертя, що виникають у результаті різання рослинної сировини (коренеплодів), які сприяють згасанню коливань у системі. Невеликий злам кривої навантажень приблизно в 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 передавання зростаючого обертового моменту різання. Після встановлення сталого навантаження швидкості обох ланок вирівнюються на величині, що визначається обертовим моментом двигуна.

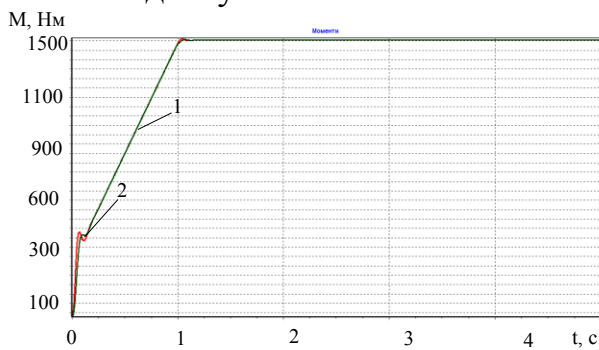


Рис. 10. Динамічний момент при пуску з навантаженням, що повільно зростає: 1 – пружний момент; 2 – момент опору

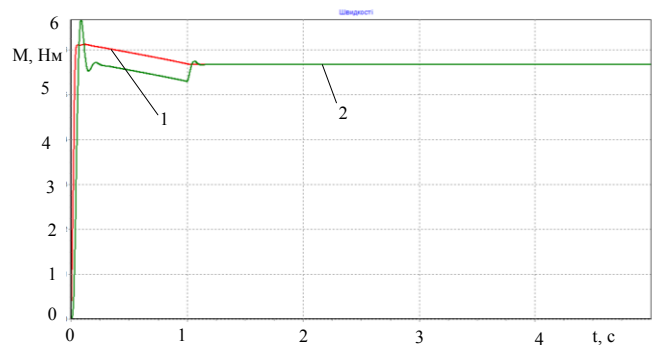


Рис. 11. Швидкість ланок механізму при пуску з навантаженням, що повільно зростає: 1 – двигун; 2 – полотно

На рис. 12 і 13 зображено динамічні навантаження та швидкості ланок при пуску агрегату, що одночасно знаходиться під дією робочого навантаження та перевантаження від випадкових чинників (попадання твердого предмета 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

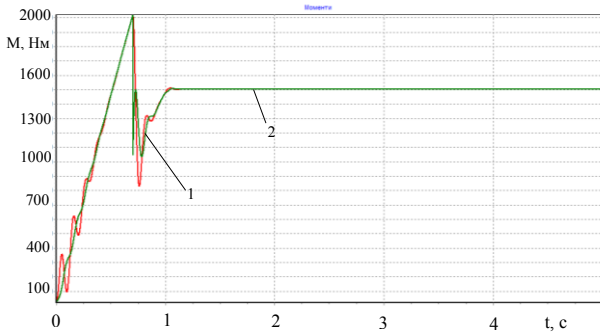


Рис. 12. Динамічний момент при пуску з навантаженням, що повільно зростає, та перевантаженням від тимчасового заклинювання: 1 – пружний момент; 2 – момент опору

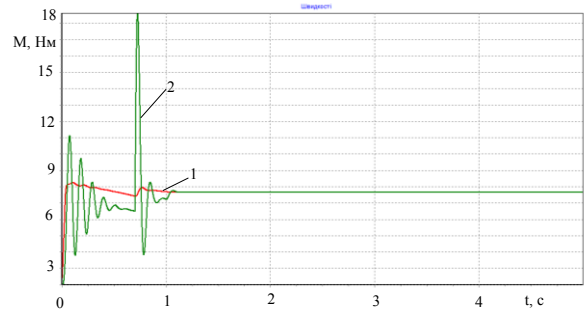


Рис. 13. Швидкість ланок механізму при пуску з навантаженням, що повільно зростає, та перевантаженням від тимчасового заклинювання: 1 – двигун; 2 – полотно

пояснено руйнуванням твердого предмета. Як бачимо з 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 предмета.

В момент спадання навантаження, як видно з рис. 12, 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 і з подальшим навантаженням стандартним способом (за 1 с) зображено на рис. 14 і 15. Перші кілька секунд відбувається розгін системи, як це було наведено попередньо на рис. 8 і 9.

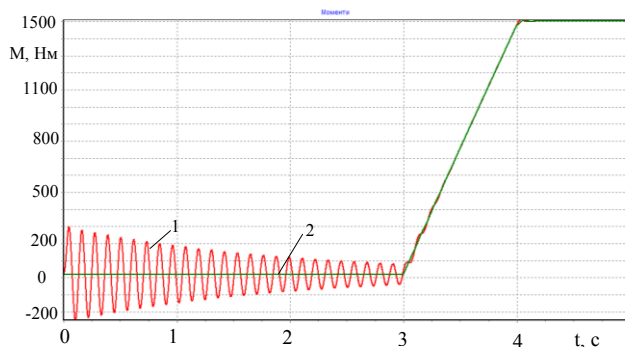


Рис. 14. Динамічний момент при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає: 1 – пружний момент; 2 – момент опору

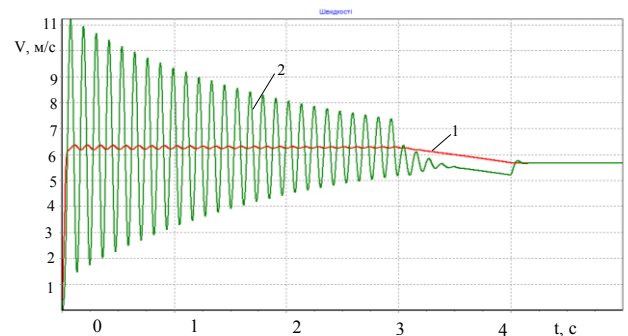


Рис. 15. Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає: 1 – двигун; 2 – полотно

Далі відбувається лінійне збільшення навантаження практично без виникнення значних коливань та стабілізація навантаження на рівні 1500 Нм, подібно до явища, зображеного на рис. 10 і 11. 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. 16 і 17 зображено процес, що складається із трьох етапів: розгону, подрібнення корисного навантаження, випадкового навантаження від попадання стороннього твердого предмета (каменю, деревини тощо).

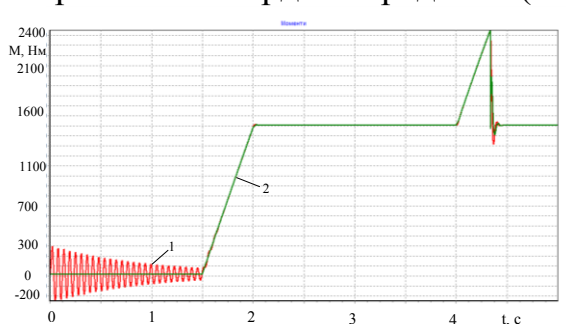


Рис. 16. Динамічний момент при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає та тимчасовим заклинюванням: 1 – пружний момент; 2 – момент опору

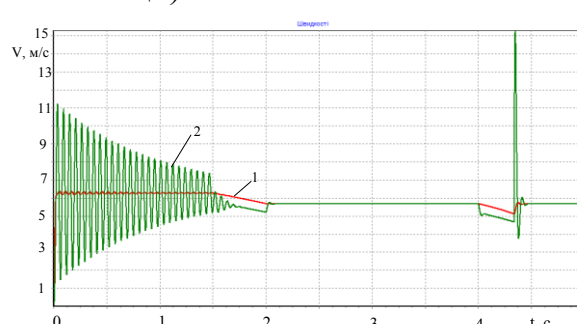
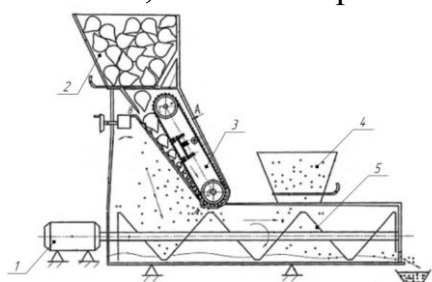


Рис. 17 Швидкість ланок механізму при пуску без навантаження, з подальшим навантаженням, що повільно зростає та тимчасовим заклинюванням: 1 – двигун; 2 – полотно

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

В третьому розділі наведено програму, методику й результати експериментальних досліджень.

На основі проведених теоретичних досліджень розроблено конструкцію кормового подрібнювача-змішувача (рис. 18), який складається з двигуна 1, завантажувального бункера коренеплодів 2, різального апарата 3, бункера для кормових домішок 4, гвинтового робочого органа для змішування подрібненого матеріалу з кормовими домішками 5. Основні параметри дослідної установки були наступними: ширина леза ножа $b = 280$ мм, діаметр шнека – $d = 125$ мм, частота обертання ножів $n_1 = 40 \dots 80$ об/хв, частота обертання шнека $n = 80 \dots 120$ об/хв,



а)



б)

Рис.18. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд установки для подрібнення й змішування коренеплодів (б)

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 і програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Дані про зміну крутного моменту й потужності двигуна в часі отримували у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і фіксації отриманих результатів зображено на рис. 19.



Рис.19. Загальний вигляд експериментальної установки: 1– подрібнювач коренеплодів; 2 – Altivar 7; 3 – комп'ютер; 4 – електронна вага

В четвертому розділі наведено графоаналітичні результати експериментальних досліджень крутного моменту й продуктивності при подрібненні та змішуванні кормових матеріалів.

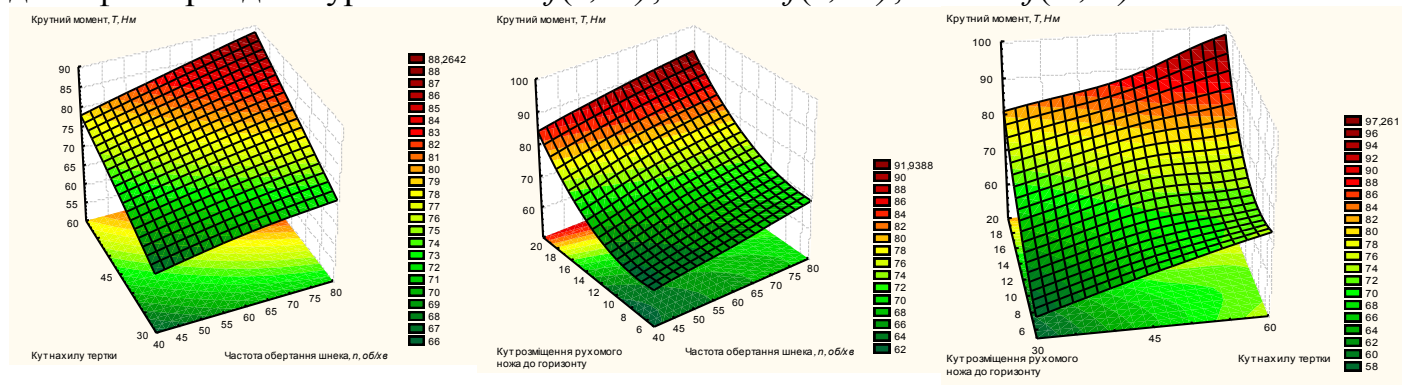
Отримано рівняння регресії для визначення впливу кількості й частоти обертання ножів n , об/хв, кута нахилу тертки λ , град, та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α , град, тобто $T=f(n, \lambda, \alpha)$ для кормового буряка та моркви:

$$T_{(\text{буряк})} = -127 + 1,83n + 4,55\lambda + 9,044\alpha - 0,014n^2 - 0,047\lambda^2 - 0,336\alpha^2; \quad (17)$$

$$T_{(\text{морква})} = -133,49 + 1,786n + 4,659\lambda + 7,546\alpha - 0,009n^2 - 0,01n\lambda - 0,2n\alpha - 0,0043\lambda^2 - 0,239\alpha^2. \quad (18)$$

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту, є частота обертання робочого органа 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); $30^\circ < \lambda < 60^\circ$; $5^\circ < \alpha < 20^\circ$.

На рис. 19 зображено поверхні відгуку зміни величин T від одночасної зміни двох факторів для буряка: а – $T=f(n, \lambda)$; б – $T=f(n, \alpha)$; в – $T=f(\lambda, \alpha)$.



а)

б)

в)

Рис.19. Поверхні відгуку залежностей: а – $T=f(n, \lambda)$; б – $T=f(n, \alpha)$; в – $T=f(\lambda, \alpha)$

Отримано рівняння регресії для визначення впливу кількості обертів робочого органа n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ і діаметра кожуха магістралі D на

продуктивність при транспортуванні змішаних матеріалів:

$$Q_{\text{буряк}} = -8,94 + 0,047n_1 + 6,06\psi + 132,57D - 0,00037n_1^2 - 0,0039n_1\psi + 0,027n_1D - 5,554\psi^2 - 58,046D^2, \quad (19)$$

$$Q_{\text{морква}} = -10,716 + 0,05n_1 + 6,665\psi + 161,465D - 0,00042n_1^2 - 6,249\psi^2 - 70,186D^2 \quad (20)$$

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

На рис. 20 зображено поверхні відгуку зміни величини Q від одночасної зміни двох факторів для буряка: а – $Q = f(n_1, \psi)$; б – $Q = f(n_1, D)$; в – $Q = f(\psi, D)$.

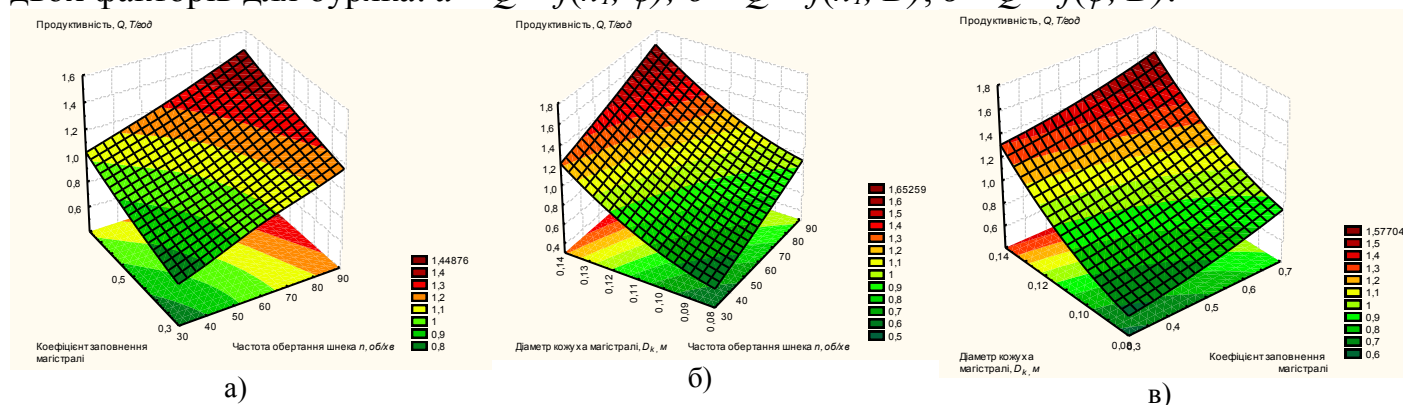


Рис.20. Поверхні відгуку залежностей: а – $Q = f(n_1, \psi)$; б – $Q = f(n_1, D)$; в – $Q = f(\psi, D)$

У п'ятому розділі обґрунтовано наукові положення відпрацювання конструкцій ГТМ на технологічність, особливо гвинтових стрічок, які відносяться до оригінальних деталей з підвищеною технологічною складністю й трудомісткістю виготовлення.

Представлено нові технологічні конструкції гвинтових транспортно-технологічних механізмів і покращеними технологічними можливостями. Приведено інженерну методику проектування гвинтових робочих органів і техніко-економічне обґрунтування процесу змішування в транспортних механізмах з розширеними технологічними можливостями. Окремі розробки були частково впроваджені для використання у ВАТ «Рівнесільмаш» та ТЗОВ «Жива земля Потутори». Розрахунковий річний економічний ефект при використанні одного конвеєра складає близько 3342,18 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів дослідження технологічного оснащення для подрібнення кормів та їх змішування показав, що існуючі конструкції не повною мірою задовольняють вимоги, висунуті до їх експлуатаційних показників, а саме, характеризуються підвищеними енерговитратами на виконання технологічних процесів, невисокими показниками надійності й довговічності.

2. Наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладного завдання, яке полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників подрібнення і змішування кормів тваринам, обґрунтовані їх раціональні, конструктивні, силові й технологічні параметри.

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

4. Визначено динамічні навантаження в елементах приводного механізму подрібнювача кормів. Виведено диференційне рівняння руху механізму подрібнювача, розв'язок якого проведено за допомогою методу числового інтегрування Рунге-Кутта внаслідок нелінійності виразу. За допомогою програми на мовою Pascal у середовищі Delphi розроблено програму розрахунку динамічних навантажень та відображення отриманих результатів, яка дає можливість визначити динамічні параметри системи у різних режимах роботи при зведених параметрах 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 спеціальне стендове оснащення для дослідження технологічних процесів подрібнення коренеплодів, за допомогою якого з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 проведено комплекс експериментальних досліджень. За результатами досліджень з визначення крутного моменту T та продуктивності Q при подрібненні й змішуванні коренеплодів встановлено, що продуктивність та енергосилові показники залежать від частоти обертання ножів n , кута нахилу тертки λ , та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α , а також від впливу кількості обертів робочого органа n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ й діаметра кожуха магістралі D на продуктивність при змішуванні матеріалів.

6. На основі проведеного багатofакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання ножів n , кута нахилу тертки λ та кута розміщення рухомого ножа до горизонту α , тобто $T=f(n, \lambda)$ для кормового буряка та моркви. З її аналізу встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту, є частота обертання робочого органа 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 визначали 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 при рекомендованих параметрах дослідної установки, де ширина леза ножа $b = 280 \text{ мм}$, діаметр шнека – $d = 125 \text{ мм}$, частота обертання ножів $n_1 = 40 \dots 80$ об/хв, частота обертання шнека $n = 80 \dots 120$ об/хв. Встановлено, що:

- максимальна продуктивність шириною захвату B досягається при транспортуванні та змішуванні, для матеріалу (буряк, морква) становить $1,2 \dots 3,1 \text{ т/год}$;

- величина крутного моменту при подрібненні кормових коренеплодів змінюється в межах від $60,125 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (морква) до $90,63 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (буряк) при частоті обертання 80 об/хв і куті розміщення рухомого ножа до горизонту 20° , куті нахилу тертки до 60° .

8. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень створено прогресивну конструкцію подрібнювального й змішувального механізмів кормових сумішей для тварин, проведено її техніко-економічне обґрунтування та розроблено методику інженерного проектування. Технічна новизна конструкції захищена 11 деклараційними патентами України на корисні моделі. Річний економічний ефект від використання одного конвеєра й зменшення енерговитрат і матеріалоємності конструкції становить 3342,18 грн..

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях

1. Дослідження технологічного процесу подрібнення бульбоплодів в кормовиробництві / 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. – С. 37–41. *(автором досліджено технологічний процес подрібнення бульбоплодів в кормо виробництві)*
2. Дячун А.Є. Дослідження кінематики вантажу у середньошвидкісному 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. *(автором досліджено кінематику руху вантажу у гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека)*
3. 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. – С. 137–142. *(автором виготовлено гвинтовий робочий орган з підвищеною надійністю та довговічністю)*
4. 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. *(автором розроблено нові конструкції подрібнювачів та змішувачів кормів)*
5. 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. *(автором розроблено структурний синтез агрегатів для подрібнення і змішування кормів)*
6. 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. – С. 139–144. *(автором розроблено технологічне оснащення для подрібнення і змішування кормів)*
7. Чвартацький Р.І. Підвищення надійності роботи змішувачів порошкових матеріалів / Р.І. Чвартацький // Вісник Харківського національного технічного університету с.г. – Харків: ХНТУ, 2011. – Вип. 114. – С. 164–168. *(автором досліджено підвищення надійності роботи змішувачів порошкових матеріалів)*
8. 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. – С. 161–165. *(автором розглянуто питання подрібнення і змішування коренебульбоплодів)*

9. 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. *(автором досліджено надійність технологічних процесів подрібнення і змішування кормів для відгодівлі худоби)*

10. 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. – С. 232–237. *(автором розроблено нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів)*

11. 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. – С. 384–388. *(автором розроблено нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів)*

Науково-метричні та закордонні видання

12. 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).*

Патенти

13. Пат. 30397 Україна МПК В 65 G 33/00 (2006) Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа / І.Б. Гевко, Р.І. Чвартацький; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет. – № u200712075; заявл. 01.11.2007; опубл. 25.02.2008, Бюл. №4.

14. 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; заявники і патентовласники І.Б. Гевко, В.Б. Левенець, С.В. Стефанів, Р.І. Чвартацький. – № u200714525; заявл. 24.12.2007; опубл. 25.06.2008, Бюл. №12. *(частка всіх авторів однакова).*

15. 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; заявники і патентовласники Ів.Б. Гевко, В.Б. Левенець, О.Л. Ляшук, Р.І. Чвартацький, М.Р. Гевко. – № u200805573; заявл. 29.04.2008; опубл. 27.12.2008, Бюл. №20. *(частка всіх авторів однакова).*

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

17. 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; заявники і патентовласники Р.О. Любачівський, А.Є. Дячун,

І.Б. Гевко, Р.І. Чвартацький. – № u201101236; заявл. 04.02.2011; опубл. 12.09.2011, Бюл. №17. *(частка всіх авторів однакова)*.

18. Пат. 65907 Україна МПК А 01 D 75/02 (2006.01) Скребковий транспортер / В.М. Павліський, М.В. Гнатю, І.В. Логущ, І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький, І.В. Фльонц, В.А. Грабар; заявники і патентовласники В.М. Павліський, М.В. Гнатю, І.В. Логущ, І.І. Чвартацький, Р.І. Чвартацький, І.В. Фльонц, В.А. Грабар. – № u201013531; заявл. 15.11.2010; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. *(частка всіх авторів однакова)*.

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

20. 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. Гнатю, П.Б. Клендій, О.В. Нестеренко, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар; заявники і патентовласники В.М. Павліський, М.В. Гнатю, 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)*.

21. 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. Гнатю, І.В. Логущ, І.І. Чвартацький, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар; заявники і патентовласники В.М. Павліський, М.В. Гнатю, І.В. Логущ, І.І. Чвартацький, І.В. Фльонц, Р.І. Чвартацький, В.А. Грабар. – № u201106787; заявл. 30.05.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24. *(частка всіх авторів однакова)*.

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

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

Матеріали конференцій

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

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

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

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

28. Ляшук О. Канатний скребковий транспортер посівних матеріалів / О. Ляшук, Р. Чвартацький, Ю. Тарасюк // XVIII Наукова конференція ТНТУ. Тернопіль, 29–30 листопада 2014. – 83 с.

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

АНОТАЦІЯ

Чвартацький Р.І. Обґрунтування параметрів машин для подрібнення і змішування кормів. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, 2017.

Дисертаційна робота присвячена проектуванню й виготовленню технологічного устаткування та інструментів машин, що подрібнюють і змішують корми для тваринництва. Для вирішення поставлених завдань проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень процесів подрібнення й змішування кормів. Виведено аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів технологічного обладнання і оснащення. Досліджено вплив кількості обертів, коефіцієнта заповнення бункера та інших параметрів продуктивності та якості кормових сумішей. Визначено динамічні навантаження в елементах приводів подрібнювачів, розроблено програму розрахунку динамічних навантажень та відображення отриманих результатів у графічному та текстовому вигляді. Програма дає можливість визначити динамічні параметри системи під час пуску установки з навантаженням і без нього за різних режимів роботи.

Ключові слова: технологічний процес, подрібнення кормів, змішування, різальний апарат, навантаження, продуктивність.

АННОТАЦИЯ

Чвартацкий Р.И. Обоснование параметров машин для измельчения и смешивания кормов. На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельского производства – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя. Тернополь 2017.

Диссертационная работа посвящена проектированию и изготовлению технологического оборудования и инструментов для машин для измельчения и смешивания кормов. Для решения поставленных задач проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований процессов измельчения и смешивания кормов. Выведены аналитические зависимости для определения силовых, конструктивных и технологических параметров технологического оборудования и оснастки для изготовления кормов. Проведено исследование определения влияния количества оборотов, коэффициента заполнения бункера и других параметров на производительность и качество кормовых смесей.

Определены динамические нагрузки в элементах приводов измельчителей. С помощью программы на языке Pascal в среде Delphi разработано программа расчета динамических нагрузок и отображения полученных результатов в графическом и текстовом виде. Программа дает возможность определить динамические параметры системы в различных режимах работы при пуске установки с нагрузкой и без нее для различных режимов работы.

Получены математические соотношения, описывающие законы изменения определяющих параметров динамического процесса в зависимости от физико-механических, кинематических, геометрических параметров, внешних и внутренних факторов. Для обеспечения эффективной производительности процесса измельчения корнеплода, установлено линейную зависимость от ширины бункера B , скорости V и угла раствора бункера.

Ключевые слова: технологический процесс, измельчение кормов, смешивания, режущий аппарат, нагрузка, производительность.

ABSTRACT

Chvartatskyi R.I. Substantiation of the Parameters of a Machine for Milling and Mixing Fodder. Manuscript copyright.

Thesis for a Candidate's Degree in Technical Sciences, specialty 05.05.11 – Machinery and Means of Mechanization of Agricultural Production. – Ternopil Ivan Puliui National Technical University, Ternopil, 2017.

Thesis research is concerned with designing and making processing equipment and instruments for machines that mill and mix fodder for livestock. In order to solve the set tasks we have conducted a complex of theoretical and experimental investigations of the processes of milling and mixing fodder. Analytic dependencies for the determination of power, design and process parameters of processing equipment and tooling have been developed. Investigation of the influence of a number of revolutions, filling coefficient of a hopper and other parameters on the efficiency and on the quality of feed mix has been conducted. Dynamic loads on the elements of milling machines have been determined, with the help of Pascal program using Delphi technique a dynamic load screening program has been developed with further graphical and text representation of the obtained results. The program enables determining dynamic parameters of the system at its start both with load and without load under various operating conditions.

Key words: technological process, milling of fodder, mixing, cutting machine, load, efficiency.