

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГРИЦАЙ ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 631.361.8

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
КОМБІНОВАНОГО ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА
КОРЕНЕПЛОДІВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Ю.В. Грицай

Науковий керівник: Барановський Віктор Миколайович, доктор технічних наук,
професор

Тернопіль – 2020

АНОТАЦІЯ

Грицай Ю.В. Обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача. – 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», Тернопіль, 2019.

У дисертаційній роботі вперше вирішено наукове завдання підвищення технологічної ефективності подрібнення коренеплодів шляхом удосконалення та обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

У загальній структурі виробництва продукції тваринництва до 50...70 % всіх витрат припадає на дольову частку приготування різнопланових соковитих кормів із коренеплодів. Ці витрати істотно зменшуються за рахунок поєднання декілька операцій приготування кормів у одну суміжну операцію, наприклад операції подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів комбінованим шнековим транспортером-подрібнювачем.

Метою дослідження є розширення функціональних можливостей гвинтових механізмів шляхом розробки та обґрунтування раціональних параметрів робочих органів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- на основі аналізу технологічних процесів подрібнення та переміщення коренеплодів розробити конструктивно-технологічну схему комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;
- розробити теоретичні залежності, які описують та характеризують функціональну залежність процесу переміщення коренеплодів у бункері до шнека та їх взаємодію з спіральними витками шнека;
- визначити ступінь подрібнення коренеплодів ножами-подрібнювачами

на основі дослідження коефіцієнта подрібнення коренеплодів і розробити залежність для визначення продуктивності комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;

- провести експериментальні дослідження показників якості подрібнення коренеплодів, продуктивності та питомих затрат споживчої потужності залежно від основних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача;

- визначити економічну ефективність застосування комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача у виробничих умовах.

На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано технологічний процес одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів і основні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача. На цій підставі:

- вперше розроблено: математичну модель, яка описує функціональну залежність зміни між текучим залишковим запасом коренеплодів і результуючим масовим розходом запасу матеріалу в бункері за проміжок часу залежно від кількісного фракційного складу коренеплодів за умови нормального руху коренеплодів; рівняння для визначення теоретичного значення зміни коефіцієнта подрібнення коренеплодів залежно від основних параметрів шнека; емпіричні залежності, які характеризують коефіцієнт подрібнення та коефіцієнт однорідності подрібнених частин коренеплодів залежно частоти обертання та робочої довжини шнека і кількості ножів;

- уточнено: математичну залежність для визначення розрахункової продуктивності комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача на основі узгодження пропускної здатності шнека та споживання коренеплодів із запасу бункера; емпіричну залежність для визначення питомих затрат споживчої потужності.

Шнековий транспортер-подрібнювач складається із кожуха, зверху якого закріплено бункер. У кожусі, який може розміщуватися під кутом до горизонту, встановлено шнек. Шнек виконано у вигляді приводного вала на якому змонтовано барабан. На барабані приводного вала по гвинтовій лінії закріплено

спіральні витки. На внутрішній і зовнішній стороні спіральних витків відносно напрямку переміщення коренеплодів радіально встановлено пластинчаті Г-подібні ножі-подрібнювачі.

Розширення функціональних можливостей комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача досягнуто за рахунок одночасного поєднання двох роздільних операцій подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком в одну суміжну операцію.

На основі проведеного комплексу теоретично-експериментальних досліджень обґрунтовано удосконалений технологічний процес одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів і основні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого гвинтового конвеєра.

Встановлено, що:

- максимальне секундне надходження коренеплодів через вихідну горловину бункера до шнека, або максимальне споживання коренеплодів із запасу знаходиться у діапазоні від 0,9 до 2,4 кг/с; вертикальна сила тиску та імпульс вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека змінюються, відповідно, в інтервалі від 1,2 до 18,9 Н та 0,4 до 7 кг м/с залежно від зміни діаметра коренеплоду від 0,12 до 0,16 м та часу контакту коренеплоду від 0,05 до 0,37 с;

- мінімальна висота бункера повинна бути від 0,15 до 0,6 м залежно від зміни діаметра коренеплодів у межах від 0,12 до 0,16 м і сумарної вертикальної сили тиску від 5 до 20 Н;

- ступінь подрібнення одного коренеплоду змінюється у діапазоні від 4 до 24 частин залежно від зміни робочої довжини шнека від 0,6 до 1,2 м, кількості ножів від 4 до 8 шт. і діаметра шнека від 0,2 до 0,3 м;

- середнє значення продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача знаходиться у діапазоні від 0,5 до 2,5 кг/с;

- коефіцієнт подрібнення коренеплодів знаходиться у співвідношенні від $1 \div 6$ до $1 \div 24$. За збільшення кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку від 4 до 8 шт. і робочої довжини шнека від 0,6

до 1,2 м кількість подрібнених частин коренеплодів зростає приблизно в 4 рази. За збільшення частоти обертання шнека від 100 до 200 об/хв коефіцієнт подрібнення коренеплодів зростає у незначних межах – у середньому в 1,2 рази;

- коефіцієнт однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів знаходиться у межах від 36 до 85 % за зміни кількості ножів від 4 до 8 шт., частоти обертання шнека від 100 до 200 об/хв, робочої довжини шнека від 0,6 до 1,2 м;

- найменші значення питомих затрат споживчої потужності 0,25...0,3 кВт с/кг отримано за таких усереднених параметрів шнека: частота обертання шнека 160 об/хв; діаметр шнека 0,25 м; кількість установлених ножів-подрібнювачів 5 шт.

За результатами теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри шнекового транспортера-подрібнювача: висота бункера – 0,6 м; діаметр шнека – 0,25 м; частота обертання шнека – 160 об/хв; крок витка – 0,15 м; кількість установлених ножів – 5 шт.

Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок підвищення технологічних можливостей шнекового транспортера-подрібнювача становить 122090,7 грн. Конструктивна новизна технічного рішення захищена 1 патентом на корисну модель України.

Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» у технологічній лінії для приготування кормів і використовуються у навчальному процесі кафедри теоретичної механіки та сільськогосподарських машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Організація і технологія механізованих робіт».

Ключові слова: бункер, ніж-подрібнювач, коренеплоди, подача коренеплодів, коефіцієнт подрібнення, коефіцієнт однорідності подрібнення, продуктивність, діаметр, частота обертання, затрати потужності.

ANNOTATION

Gritsay Yu.V. Substantiation of the combined auger conveyor shredder parameters. - Manuscript.

The thesis is submitted for scientific Degree of Candidate of Science in specialty 05.05.11 - Machines and Means of Agricultural Production Mechanization. - Ternopil Ivan Puluy National Technical University, Ternopil, 2019.

The scientific problem of increasing auger mechanisms functionality by the development and justification of the parameters of a root crops screw conveyor-shredder was solved in thesis.

In the general structure of livestock products production up to 50... 70% of all expenses account for a share of preparation of diversified juicy forages from root crops. These costs are significantly reduced by combining several feed preparation operations into one related operation, such as shredding and moving the shredded root parts with a combined auger conveyor shredder.

The purpose of the study is to expand the functionality of the screw mechanisms by developing and justifying the rational parameters of working bodies of the combined auger conveyor-shredder root crops.

To achieve this goal, there were solved the following problems:

- grinding and moving of root crops technological processes to develop a design and technological scheme of the combined screw conveyor-shredder based on the analysis;

- to develop theoretical dependencies which describe and characterize the functional dependence of the process of moving the root crops in the bunker to the auger and their interaction with the helical turns of the auger;

- to determine the degree of grinding of root crops by knives-shredders based on the study of the coefficient root crops of grinding and to develop dependence for determining the productivity of the combined screw conveyor-shredder;

- to carry out experimental research of indicators of root crops grinding quality, productivity and specific consumption of consumption power depending on

the basic parameters of the screw conveyor-shredder;

- to determine the economic efficiency of the combined screw conveyor shredder use in production conditions.

The technological process of simultaneous grinding and moving of root crops and basic structural-kinematic parameters of the combined screw conveyor-shredder are substantiated. Based on the above mentioned It was:

- first by developed: a mathematical model that describes functional dependence of change between the current residual root stock and resulting mass flow rate of material in the bunker over a period of time depending on the quantitative fractional composition of roots under the condition of their normal movement; equation to determine the theoretical value of change if the coefficient of root crops grinding depending on screw basic parameters; empirical dependencies characterizing the grinding coefficient and the uniformity ratio of the crushed root parts depending on the rotational speed, auger working length and number of knives;

- specified: the mathematical dependence of determining the calculated productivity of the combined auger conveyor-shredder based on the process matching the auger capacity and root crops consumption from the hopper stock; empirical dependence of determining the specific power consumption.

The shredder conveyor shredder consists of a casing with a hopper attached on top. The auger is installed in the housing, which can be placed at an angle to the horizon. The auger is made in the form of a drive shaft where the drum is mounted on. Spiral turns are fixed to the drive shaft drum along a helical line. Plate G-shaped knives are radially mounted on the tuner and after sides of the spiral turns relatively to the direction of roots movement.

Expand of combined auger conveyor-shredder functionality was achieved by simultaneous combination of two separate operations: shredding and moving the shredded parts of the root auger into one adjacent operation.

The advanced technological process of simultaneous transportation and crushing of root crops, basic structural-kinematic parameters of the combined screw conveyor are substantiated based on the complex of theoretical and experimental

researches

It is established that:

- the maximum second roots flow through the outlet hopper neck to the auger or maximum root vegetables consumption from the stock is in the range from 0.9 to 2.4 kg/s; root crop vertical pressure force and the momentum of vertical pressure force on the end of the auger screw vary, respectively, in the range from 1.2 to 18.9 N and 0.4 to 7 kg m/s depending on the change in root diameter from 0.12 to 0.16 m and root contact time from 0.05 to 0.37 s;

- the minimum height of the hopper should be from 0.15 to 0.6 m, depending on change in roots diameter of the range from 0.12 to 0.16 m and the total vertical pressure force from 5 to 20 N;

- the degree of one root crop grinding varies in the range from 4 to 24 parts depending on change in the auger working length from 0.6 to 1.2 m, the number of blades from 4 to 8 pieces. and auger diameter from 0.2 to 0.3 m;

- the average value of the screw conveyor shredder productivity is in the range from 0.5 to 2.5 kg/s;

- by increasing the number of mounted G-shaped shredder knives per turn from 4 to 8 pcs. and the auger working length from 0.6 to 1.2 m, number of crushed parts of root crops increases 4 times approximately. As the screw speed increases from 100 to 200 rpm, the shredding coefficient of the root crops also increases but within insignificant limits - by an average of 1.2 times;

- the coefficient roots crushed parts of uniformity size is in the range from 36 to 85% depending on changes in the number of knives from 4 to 8 pieces, the screw speed from 100 to 200 rpm, screw working length from 0.6 to 1.2 m;

- the lowest values of specific consumption of power consumption of 0.25... 0.3 kW s/kg were obtained at the following averaged screw parameters: screw speed - 160 rpm; screw diameter - 0.25 m; number of shredder knives installed - 5 pcs.

According to the results of theoretical and experimental studies, the basic rational parameters of the auger conveyor-shredder are established: the hopper height

is 0.6 m; screw diameter - 0.25 m; screw speed - 160 rpm; pitch turn - 0,15 m; number of knives installed - 5 pcs.

The annual economic effect achieved by increasing the technological capabilities of the auger conveyor-shredder is UAH 122090.7.

Constructive novelty of the technical solution is protected by 1 patent for Ukraine utility model.

Researches' results are implemented at the PAP Agroprodservice company in the technological line of feed preparation and are used in the educational process of the Department of Theoretical Mechanics and Agricultural Machines Ternopil Ivan Puluy National Technical University during the course of "Organization and Technology of Mechanized Works".

Keywords: bunker, knife-shredder, root crops, root feed, grinding ratio, grinding uniformity ratio, productivity, diameter, rotation speed, power consumption.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи

1. **Grytsay Yu.** Analysis of technological processes and structural features of screw conveyors. Scientific journal. Innovative solutions in modern science. Dubai. 2018. № 2 (21). P. 17 – 32.

2. **Грицай Ю. В.** Математична модель функціонування бункера шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2018. № 2 (72) (2018). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/10653> (дата звернення: 2018-06-21).

3. **Грицай Ю. В.** Математична модель процесу переміщення подрібнених коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем. Вісник ЛНАУ

«Агроінженерні дослідження». 2018. № 22. С. 68 – 77.

4. Барановський В. М., Грицай Ю. В. Експериментальні дослідження шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2019. № 3 (79) (2019). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/12969> (дата звернення: 2019-06-27). *(Здобувачем розроблено методику проведення та наведено результати експериментальних досліджень продуктивності шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів).*

5. Baranovsky Viktor, Gritsay Yury, Marinenko Sergey. Experimental studies of the homogeneity coefficient of crushed particles of root crops. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2019. № 2 (94). С. 80 – 89. *(Здобувачем наведено методику проведення та результати експериментальних досліджень коефіцієнта однорідності подрібнення коренеплодів).*

6. Обґрунтування параметрів шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів / Виговський А. Ю., Барановський В. М., Паньків В. Р., Грицай Ю. В. : монографія. К.: Аграр Медіа Груп, 2019. 300 с. *(Здобувачем проведено аналіз функціонування гвинтових механізмів, запропоновано удосконалену схему шнекового транспортера-подрібнювача, розроблено аналітичну модель функціонування завантажувального бункера, методику проведення експериментальних досліджень і рівняння регресії коефіцієнта подрібнення коренеплодів).*

7. Baranovsky V., Grytsay Yu., Berezhenko B. Experimental studies of the coefficient of crushing of root crops with a screw conveyor-crusher. Scientific journal. Innovative solutions in modern science. Dubai. № 4 (31). 2019. P. 20 – 36. URI: <https://naukajournal.org/index.php/ISMSD/issue/view/142> *(Здобувачем розроблено методику проведення експериментів і отримано рівняння регресії коефіцієнта подрібнення коренеплодів).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи

8. Грицай Ю. В. Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач

коренеплодів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 16-17 лист. 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 193 – 194.

9. **Грицай Ю. В.** Критерії моделі подрібнення коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача. Соціально-економічний розвиток аграрної сфери: інженерно-економічне забезпечення : тези доп. Міжн. наук.-практ. конф., 19-20 квіт. 2018 р., м. Бережани. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. С. 292 – 294.

10. **Грицай Ю. В.** Визначення сили тиску коренеплодів в бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій : тези доп. Міжн наук.-техн. конф. до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) 22-24 трав. 2018 р. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. С. 92 – 93.

11. **Грицай Ю. В.** Визначення сили тиску коренеплодів у бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: тези доп. Міжн. наук.-практ. конф. 23-25 трав. 2018 р. Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2018. Т. 5. С. 160 – 161.

12. **Грицай Ю. В.** Математична модель функціонування завантажувального бункера транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : тези доп. VII Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 28-29 лист. 2018 р. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. Т. 1. С. 71 – 72.

13. Барановський В. М., **Грицай Ю. В.** Теоретичний аналіз процесу функціонування завантажувального бункера : тези доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 112-ї річниці від дня народження д.т.н., проф., члена-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 21-22 лют. 2019 р. К.: Вид. центр НУБіП України, 2019. С. 121 – 123. *(Здобувачем розроблено диференціальне рівняння поштучного*

споживання коренеплодів із запасу та залежність максимального масового секундного надходження коренеплодів до шнека).

Наукові праці, які додатково розкривають результати дисертаційної роботи

14. **Грицай Ю. В.**, Попович П. В, Барановський В. М, Паньків В. Р. Комбінований шнековий-транспортёр подрібнювач. МПК В65G33/16, В65G33/24 : пат. на корисну модель 125415 Україна. № u201711835 ; заявл. 04.12.2017 ; опубл. 10.05.2018. Бюл. № 9/2018. 4 с. *(Здобувачем запропоновано схему конструктивного розміщення ножів-подрібнювачів на витках шнека).*

ЗМІСТ

ВСТУП	15
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ШНЕКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ	20
1.1. Аналіз конструктивних особливостей та процесів роботи шнекових транспортерів	20
1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень шнекових транспортерів	30
1.3. Обґрунтування вибору шнекового транспортера для проведення досліджень	41
1.3. Висновки, мета та завдання дослідження	46
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА- ПОДРІБНЮВАЧА	48
2.1. Дослідження процесу функціонування завантажувального бункера шнекового транспортера-подрібнювача	48
2.2. Теоретичний аналіз процесу взаємодії коренеплоду з витком шнека та подрібнення коренеплодів	64
2.3. Обґрунтування раціональних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів	80
2.4. Висновки до розділу.....	85
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА	87
3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів	87
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів	94

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності та питомих затрат споживчої потужності	106
3.5. Висновки до розділу	110
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА КОРЕНЕПЛОДІВ	111
4.1. Експериментальні дослідження коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів	111
4.2. Експериментальні дослідження продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів	126
4.3. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів	132
4.4. Висновки до розділу	139
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА КОРЕНЕПЛОДІВ	142
5.1. Етапи вдосконалення технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів	142
5.2. Аналітична модель процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком	143
5.3. Розрахунок показників економічної ефективності використання удосконаленого гвинтового конвеєра	153
5.3. Висновки до розділу.....	156
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	157
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	159
ДОДАТКИ	177

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Згідно з концепцією переходу України до стійкого економічного розвитку, одним із стратегічних заходів є розширення технологічних можливостей та збільшення продуктивності і зменшення енерговитрат процесу роботи шнекових транспортерів, які застосовуються у технологічних лініях переробки сировини агропромислового сектору для виробництва продукції.

У загальній структурі виробництва продукції тваринництва до 50...70 % всіх витрат припадає на дольову частку приготування різнопланових соковитих кормів із коренеплодів. Ці витрати істотно зменшуються, якщо виробництво кормів проводити не на спеціалізованих заводах, а безпосередньо на внутрішньогосподарських малих підприємствах, поєднуючи при цьому декілька операцій приготування кормів у одну суміжну операцію, наприклад операції подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів комбінованим шнековим транспортером-подрібнювачем. Цим досягається мінімізація енергетичних витрат процесу переробки коренеплодів шляхом внесення необхідних коректив у роботу технологічного обладнання.

У зв'язку з цим розроблення нових конструкцій комбінованих гвинтових конвеєрів, які виконують одночасне подрібнення та переміщення матеріалів і дослідження впливу їх параметрів для підвищення технологічної ефективності шнекових механізмів є актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Розробку конструктивної схеми удосконаленого комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів і обґрунтування його раціональних конструктивно-кінематичних параметрів було проведено відповідно до державної тематики НДР Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Розробка та комплексне дослідження синтезованих транспортно-технологічних механізмів виробничих систем» (номер державної реєстрації 0117U003998). Робота є складовою частиною вирішення науково-технічної

задачі з розробки й впровадження технічних засобів для переробки коренеплодів відповідно до цільової комплексної державної науково-технічної програми наукових робіт та науково-технічних (експериментальних) розробок молодих вчених, затвердженої згідно з Програмою діяльності КМУ «Україна-2020» МОН України у 2015 р.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення технологічної ефективності подрібнення коренеплодів шляхом удосконалення та обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- на основі аналізу технологічних процесів подрібнення та переміщення коренеплодів розробити конструктивно-технологічну схему комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;

- розробити теоретичні залежності, які описують та характеризують функціональну залежність процесу переміщення коренеплодів у бункері до шнека та їх взаємодію з спіральними витками шнека;

- визначити ступінь подрібнення коренеплодів ножами-подрібнювачами на основі дослідження коефіцієнта подрібнення коренеплодів і розробити залежність для визначення продуктивності комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;

- провести експериментальні дослідження показників якості подрібнення коренеплодів, продуктивності та питомих затрат споживчої потужності залежно від основних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача;

- визначити економічну ефективність застосування комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача у виробничих умовах.

Об'єкт дослідження. Технологічний процес роботи та робочі органи комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача.

Предмет дослідження. Конструктивно-кінематичні параметри робочих органів і їх вплив на технологічні показники роботи комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводили на основі механіко-математичного моделювання технологічного процесу подрібнення та переміщення коренеплодів робочими органами комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача з використанням основних положень теоретичної механіки, вищої математики та теорії машин і механізмів.

Експериментальні дослідження макетного зразка комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів проводили в лабораторних умовах шляхом реалізації основних положень методики планування планованих факторних експериментів. Теоретичні розрахунки та статистичну обробку експериментальних даних проводили з використанням прикладних програм для комп'ютера.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано технологічний процес одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів і основні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача.

На цій підставі:

вперше розроблено:

- математичну модель, яка описує функціональну залежність зміни між текучим залишковим запасом коренеплодів і результуючим масовим розходом запасу матеріалу в бункері за проміжок часу залежно від кількісного фракційного складу коренеплодів за умови нормального руху коренеплодів;

- рівняння для визначення теоретичного значення зміни коефіцієнта подрібнення коренеплодів залежно від основних параметрів шнека;

- емпіричні залежності, які характеризують коефіцієнт подрібнення та коефіцієнт однорідності подрібнених частин коренеплодів залежно частоти обертання та робочої довжини шнека і кількості ножів-подрібнювачів;

уточнено:

- математичну залежність для визначення розрахункової продуктивності комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача на основі узгодження пропускної здатності шнека та споживання коренеплодів із запасу бункера;

- емпіричну залежність для визначення питомих затрат споживчої потужності на основі врахування конструктивних особливостей шнека.

Практична значимість отриманих результатів. Запропоновано удосконалену конструкцію комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів і експериментально обґрунтовано основні конструктивно-кінематичні параметри робочих органів.

Запропоновано рекомендації виробництву для вибору раціональних параметрів робочих органів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів. Результати порівняльних досліджень удосконаленого та базового шнекового транспортера-подрібнювача підтвердили технологічну ефективність його застосування у виробничих умовах. Конструктивна новизна технічного рішення захищена 1 патентом України на корисну модель.

Результати досліджень впроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» (Тернопільська обл., с. Настасів) в технологічній лінії для приготування кормів і використовуються у навчальному процесі кафедри теоретичної механіки та сільськогосподарських машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час викладання дисципліни «Організація і технологія механізованих робіт».

Особистий внесок здобувача. Основні положення теоретичних і експериментальних досліджень виконано здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування отриманих результатів проведено спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладено одноосібно автором у 8 друкованих працях [1-3, 8-12]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, дисертантом виконано: [4, 5, 7] – розроблено методику проведення та наведено результати експериментальних досліджень, відповідно, продуктивності шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, коефіцієнта однорідності подрібнення коренеплодів і коефіцієнта подрібнення коренеплодів; [6] – проведено аналіз функціонування гвинтових механізмів, запропоновано удосконалену схему шнекового транспортера-подрібнювача, розроблено аналітичну модель функціонування завантажувального бункера, методику проведення

експериментальних досліджень і рівняння регресії коефіцієнта подрібнення коренеплодів; [13] – розроблено диференціальне рівняння поштучного споживання коренеплодів із запасу та залежність максимального масового секундного надходження коренеплодів до шнека; [14] – запропоновано схему конструктивного розміщення ножів-подрібнювачів на витках шнека.

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві складає 65-75 %.

Апробація роботи. Основні положення та висновки дисертаційної роботи доповідалися й отримали позитивну оцінку на: VI, VII Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ ім. І. Пулюя, 2017, 2018); Міжн. наук.-практ. конф. «Соціально-економічний розвиток аграрної сфери: інженерно-економічне забезпечення», (м. Березани, ВП НУБіП України «БАТІ», 2018); Міжн наук.-техн. конф. до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ ім. І. Пулюя, 2018); Міжн. наук.-практ. конф. «Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя» (м. Київ, НУБіП України, 2018); VI Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 112-ї річниці від дня народження д.т.н., проф., чл.-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) (м. Київ, НУБіП України, 2019); на розширеному науковому семінарі секції № 7 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва ТНТУ ім. І. Пулюя, 2019 р.

Публікації. Основні результати досліджень за темою дисертації опубліковано в 14 наукових працях, із них – 1 монографія; 4 статті у фахових виданнях України, 2 статті в закордонному рецензованому виданні, 1 патент України на корисну модель, 6 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаної літератури із 186 найменувань і 17 додатків. Основні результати роботи викладено на 137 сторінках, де міститься 59 рисунків і 11 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ШНЕКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

1.1. Аналіз конструктивних особливостей та процесів роботи шнекових транспортерів

Тваринницька галузь сільського господарства є основним споживачем кормів. Оскільки жоден вид кормів не містить достатньої кількості компонентів (поживних речовин, вітамінів, мікроелементів тощо), які необхідні для тварин, згодовування окремих видів кормів призводить до того, що тварини повільно розвиваються. Віддача від них знижується, зростають витрати на одиницю виробленої продукції, що призводить до зниження рентабельності виробництва продукції загалом [1].

Наприклад, неправильне співвідношення корисних компонентів в раціоні свиней за елементами живлення веде до зниження середньодобового приросту їх маси на 30...35% і збільшення витрат корму на одиницю продукції до 50% [2]. У середньому витрати кормів на отримання 1 ц молока перевищують витрати праці в 1,5 раза, м'яса великої рогатої худоби – в 2,5 раза, свиней – в 2,0 рази, птиці – в 1,3 раза [3].

При цьому якісні корми збільшують загальну поживність і забезпечують загальну потребу організму сільськогосподарських тварин (свиней, великої рогатої худоби, коней тощо) корисними речовинами в необхідній кількості та в їх необхідних співвідношеннях, що дозволяє на 15...20% підвищити загальну фізіологічну продуктивність тварин [4].

Важливим фактором, який визначає в кінцевому випадку собівартість вироблених кормів, є показники використання технічних засобів попередньої підготовки та переробки компонентів аграрної продукції, які застосовуються в складі внутрішніх господарських технологічних ліній (кормоцехів) самого аграрного підприємства, що призначені для виробництва кормів.

Для ефективної роботи такого підприємства компоновка обладнання його технологічних ліній повинна здійснюватися за блочно-модульним принципом, що дозволяє мінімізувати допоміжні передавальні (транспортні) операції та забезпечити можливість швидкої зміни режимів роботи цеху для приготування кормів, зменшити витрати енергоресурсів за гарантованого забезпечення необхідної якості продукції.

На рис. 1.1 наведено одну із можливих структурних схем виробництва (приготування) різнопланових кормів для згодовування сільськогосподарським тваринам фермерських господарств у процесі переробки продукції аграрного сектору.

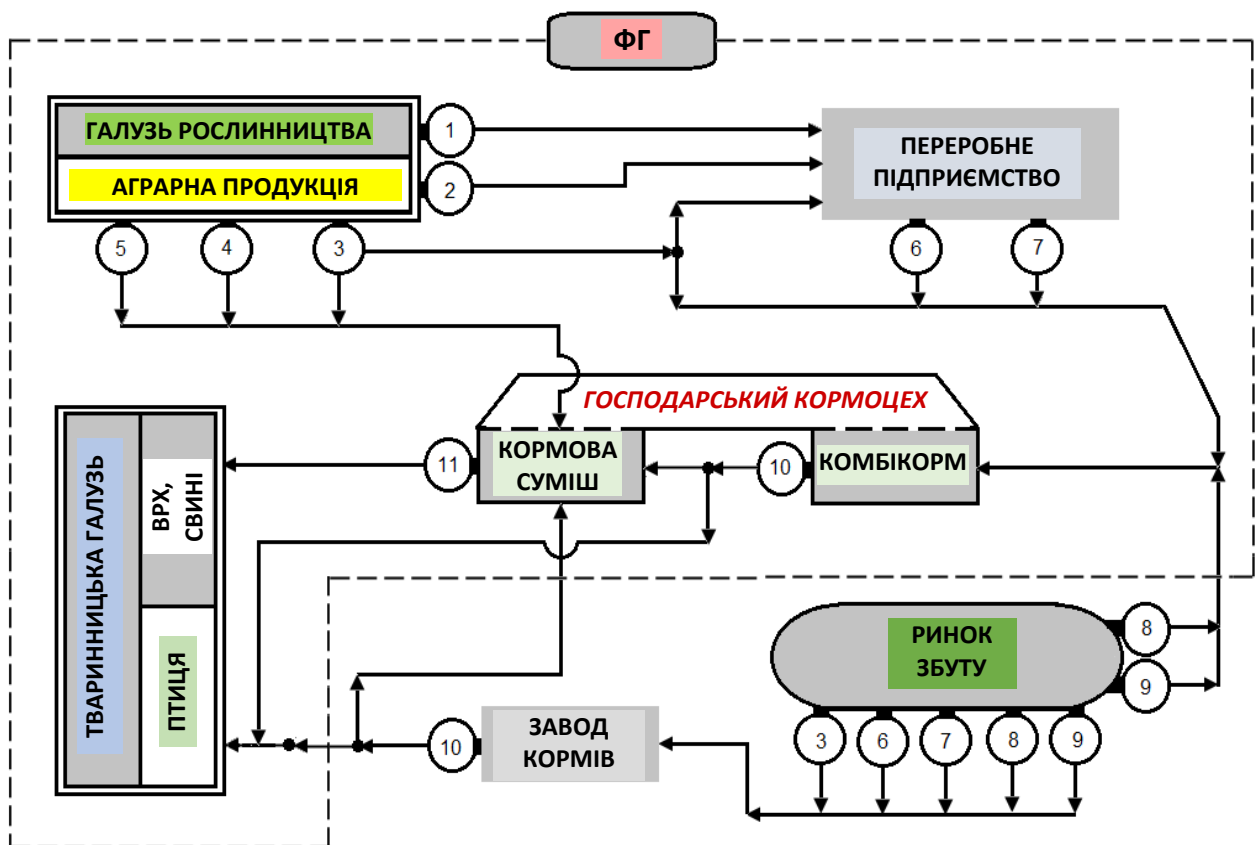


Рисунок 1.1 – Структурна схема варіантів технології отримання повнораціонних комбікормів і кормових сумішей в господарстві:
 1 – зелена трава; 2 – насіння масляних культур; 3 – зерно; 4 – грубі корми; 5 – коренеплоди; 6 – трав'яна мука; 7 – відходи переробки зерна і олійного насіння; 8 – білково-мінеральні добавки; 9 – премікси; 10 – повнораціонні комбікорми; 11 – повнораціонні кормові суміші.

У цьому контексті, якісне та повноцінне забезпечення тварин соковитими кормами, які отримують шляхом переробки коренеплодів, є одним із важливих завдань в узагальненій задачі підвищення фізіологічної продуктивності сільськогосподарського поголів'я тварин.

Введення соковитих кормів (продуктів переробки коренеплодів) у раціон дійних корів збільшує молочну продуктивність на 10,3%, засвоєння органічних речовин – на 5...8%, використання азоту – на 3...5%. У цілому, коренеплоди сприяють збільшенню поїдання кормів тваринами на 8...11 % [5].

Існуючі технологічні процеси та виконавчі технічні засоби для переробки коренеплодів на соковитий корм (рис. 1.2) передбачають підготовці операції вивезення коренеплодів із сховища, їх транспортування до технічних засобів, які подрібнюють коренеплоди, подальші операції переміщення подрібнених коренеплодів до змішувачів-запарників, заключні операції вивантаження корму та його роздачі тваринам.

Згідно з концепцією переходу України до стійкого розвитку, одним із стратегічних заходів у аграрному секторі, є зменшення енерговитрат процесу роботи технічних засобів, які застосовуються у технологічних лініях переробки коренеплодів для виробництва соковитих кормів [6].

На основі аналізу існуючої узагальненої структурної схеми операцій переробки коренеплодів на корм тваринам (рис. 1.2) нами було висунуто наукову гіпотезу про можливість поєднання двох суміжних технологічних операцій, які виконуються окремими механізмами (подрібнення коренеплодів коренерізкою та транспортування подрібнених коренеплодів до змішувачів-запарників транспортером) в одну суцільну технологічну операцію «подрібнення + транспортування» (див. рис. 1.2), яку реалізує один технічний засіб – шнековий транспортер з комбінованим робочим органом [7, 8].

Реалізація такого технічного рішення в умовах виробництва забезпечить ефективне поєднання суміжних функціональних операцій, як подрібнення, так і одночасне транспортування коренеплодів одним удосконаленим комбінованим робочим органом шнекового транспортера, який змонтовано в технологічній

лінії, призначеної для їх переробки та значно зменшить енергомісткість процесу порівняно з існуючою технологією за рахунок усунення додаткового проміжного операційно-технологічного засобу (коренерізки), як окремого технічного елемента, що має свою певну матеріаломісткість і певні енергозатрати для незалежного приводу робочих органів.

Для проведення подальших досліджень розглянемо існуючі технологічні процеси та робочі органи шнекових транспортерів.

Основним робочим органом шнекового транспортера є суцільний гвинт або шнек, який виконано у вигляді барабана 1 (рис. 1.3), на зовнішній поверхні якого по гвинтовій лінії під певним кутом підйому гвинтової лінії та кроком T відносно осі обертання шнека O закріплено спіральну навивку, яка утворює витки 2 шнека.

Основними конструктивно-кінематичними параметрами, які визначають технологічні характеристики шнекового транспортера є зовнішній діаметр D

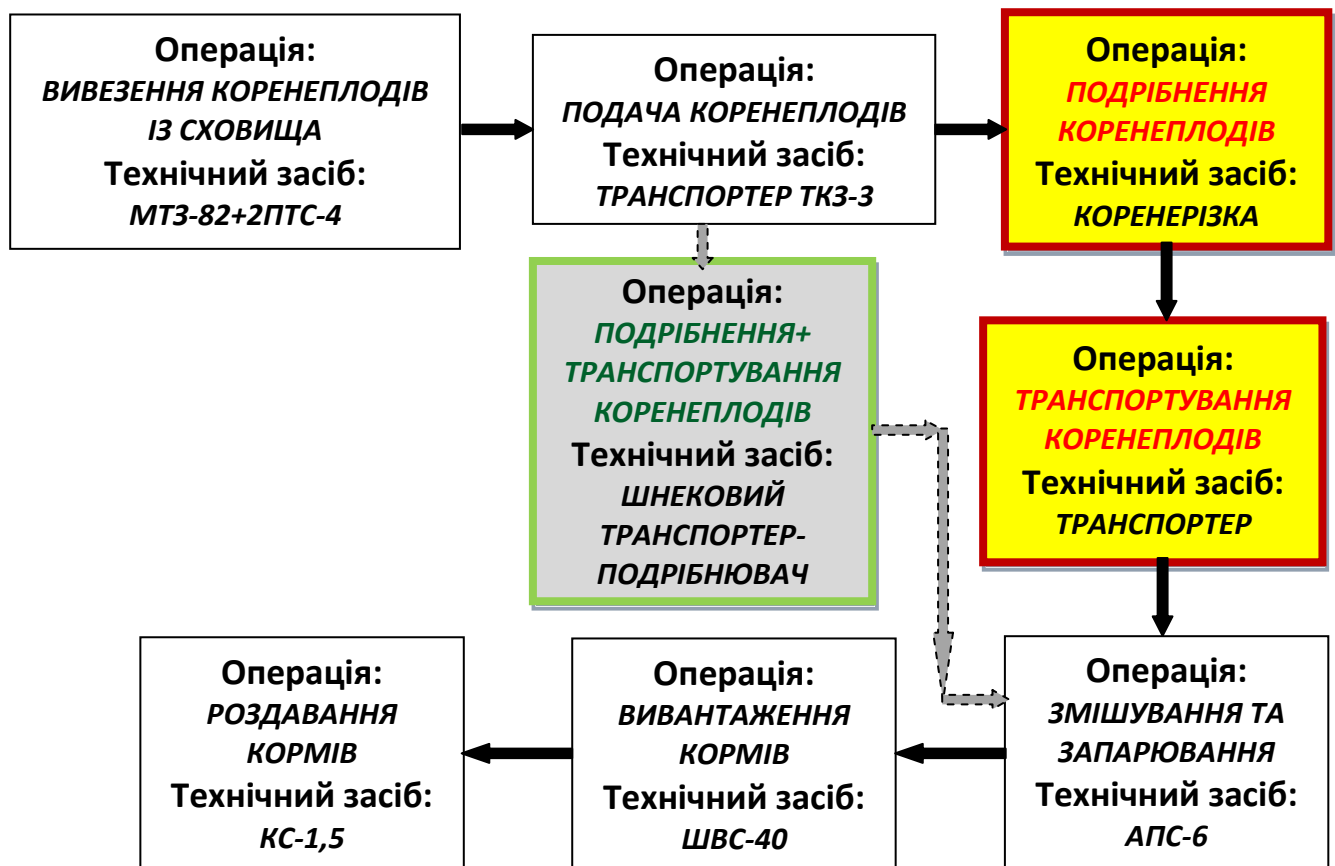


Рисунок 1.2 – Узагальнена структурна схема основних операцій переробки коренеплодів на корм.

шнека, діаметр d барабана, висота витка шнека h , крок витків T , який конструктивно взаємопов'язаний з кутом підйому гвинтової лінії α , частота обертання шнека n .

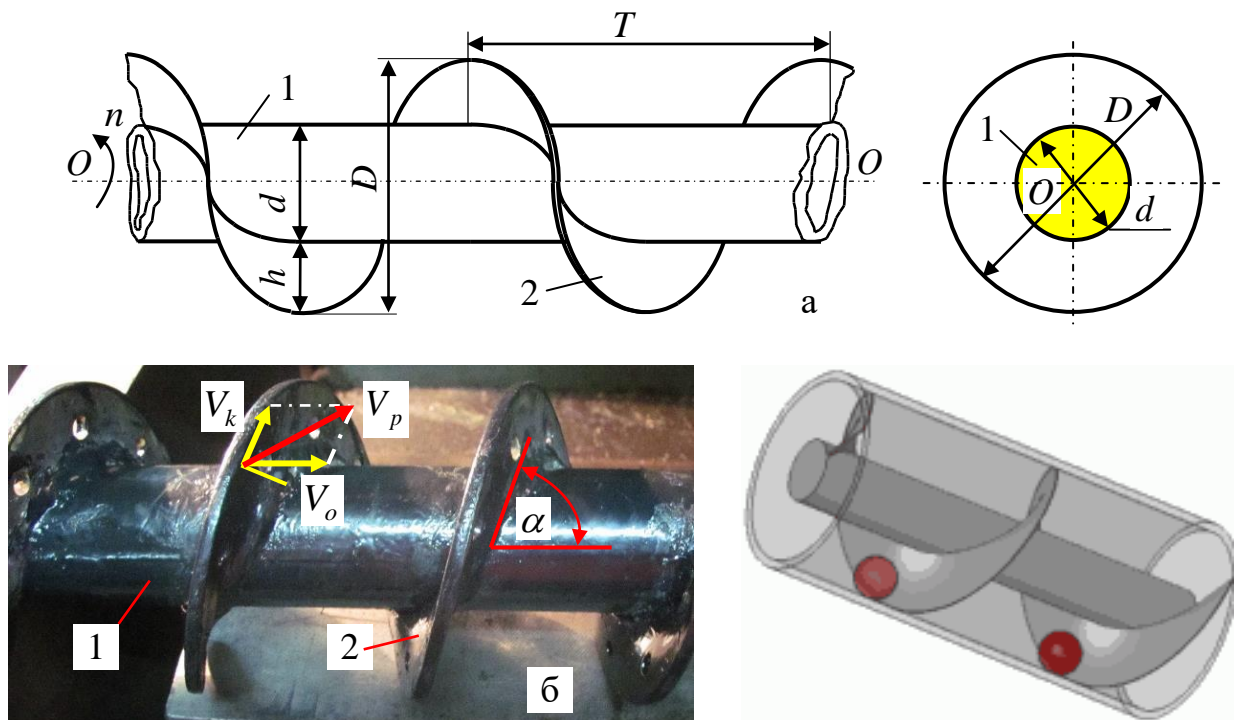


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) шнека:

1 – барабан; 2 – виток шнека.

Переміщення матеріалів (продуктів) шнеком, або виконання процесу транспортування відбувається таким чином.

Під час обертання шнека з відповідною частотою n (рис. 1.3а) та відповідного обертання витків 2 шнека виникає результуюча швидкість руху V_p (рис. 1.3б) спіральної навивки за рахунок векторного сумування колової швидкості V_k та швидкості осьового переміщення V_o витків шнека.

При цьому продукти транспортування витками, залежно від конструктивного виконання та співвідношення основних конструктивно-кінематичних параметрів шнека, переміщуються спіральною навивкою або витками відносно осі обертання OO шнека в одному із двох можливих напрямків, або вздовж, або впоперек осі обертання OO шнека, тобто в поздовжньому або поперечному напрямках.

У загальному шнекові транспортери, які застосовуються в машинах аграрного сектору поділяються за такими основними критеріями класифікації (рис. 1.4): за напрямком руху продукту; за функціональним призначенням; за кутом нахилу; за формою виконання шнека; за способом переміщення продукту транспортування [7].

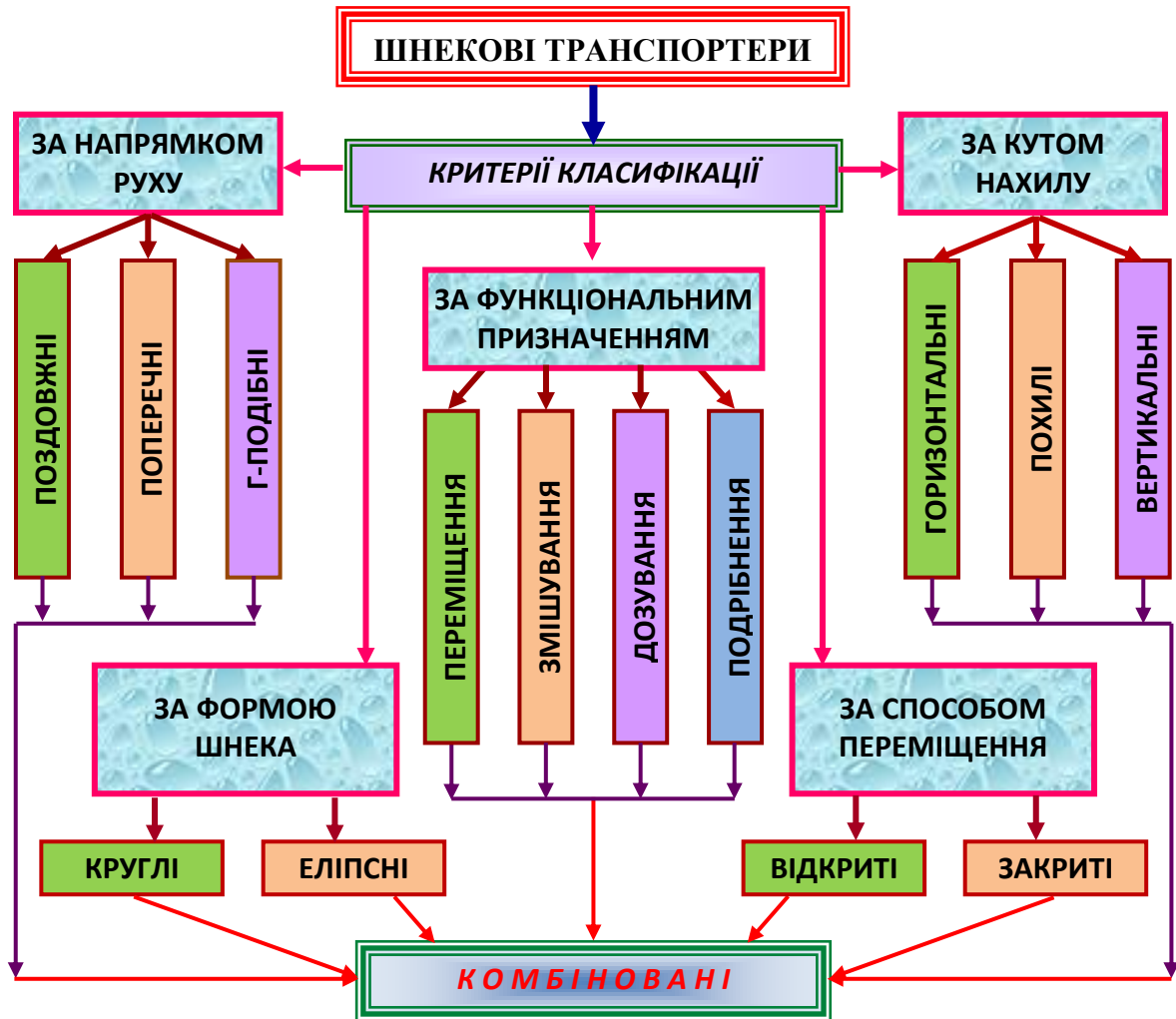
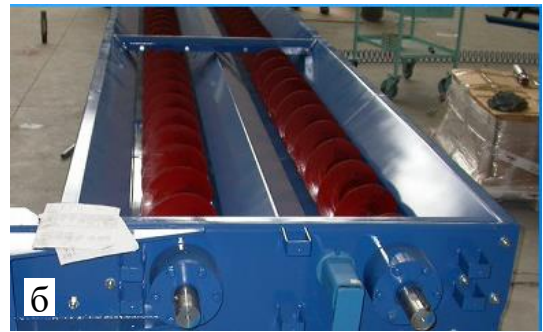


Рисунок 1.4 – Класифікація шнекових транспортерів.

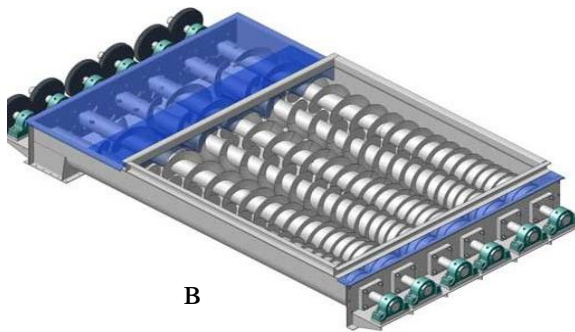
Шнекові транспортери за напрямком руху матеріалу відносно осі обертання шнека поділяються на поздовжні, поперечні та Г-подібні (додаток Б.1.1). За кутом нахилу осі обертання робочого органу відносно горизонту шнекові транспортери поділяються на горизонтальні, похилі та вертикальні (додаток Б.2.1). Шнекові транспортери за формою виконання основного робочого органу або поперечного перерізу шнека поділяються на круглі (круглого перерізу) та еліпсні (переріз має форму еліпса).



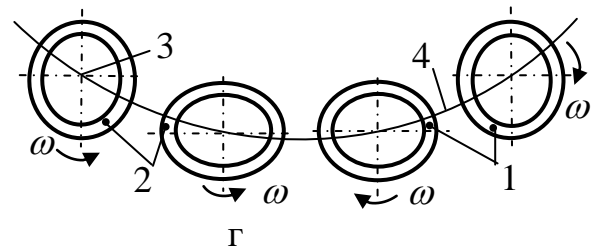
а



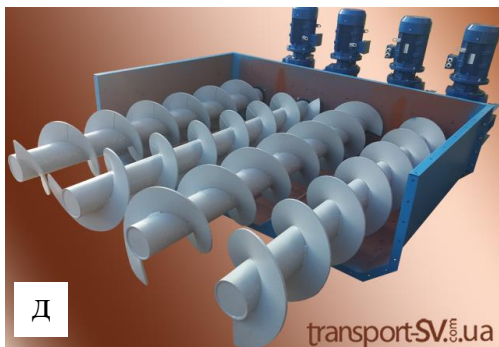
б



в



г



д



ж



з



е

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд: а, б, ж, з – поздовжнього горизонтального шнекового транспортера; в, д – поперечного шнекового транспортера; е – поздовжнього похилого шнекового транспортера; г – конструктивна схема поздовжнього еліпсного шнекового транспортера: 1, 2 – права та ліва система еліпсних шнеків; 3 – вісь обертання; 4 – нижня гілка еліпса.

За способом транспортування продукту шнекові транспортери бувають відкриті (шнек не має робочого жолоба, або шнек розташований в відкритому жолобі різної форми) та закриті, в яких шнек розташований в циліндричному жолобі, або в напрямній циліндричній трубі [9].

Шнекові транспортери, які класифікують «за напрямком руху» (поздовжні (рис. 5а, б, ж, з), поперечні (рис. 5в, д), Г-подібні), а також шнекові транспортери, які класифікують за критерієм систематизації «за формою виконання шнека» (круглі, еліпсні (рис. 5г)) та ті, які класифікують за «способом переміщення» (відкриті (рис. 5а-ж) та закриті (рис. 5з, е), як правило, в більшості випадків застосовуються в коренезбиральних машинах для переміщення коренеплодів і сепарації ґрунтових та рослинних домішок[10-12].

Відкриті шнекові транспортери, де шнек розташований в відкритому жолобі різної форми (рис. 5а, б, в, д, ж), як правило застосовуються в технологічних лініях переробної та харчової промисловості для підготовки та переробки сировини з коренеплодів для переміщення продукту, відокремлення ґрунтових і рослинних домішок від коренеплодів, або миття та відповідної хіміко-біологічної обробки коренеплодів, а також в технологічних лініях для роздачі кормів на тваринницьких фермах [13-17].

У загальному аспекті горизонтальний (пологопохилий) шнековий транспортер складається з повздовжнього вала на якому закріплено гвинтові витки, які утворюють шнек 5, рис. 6. Шнек розміщено у кожусі 4 і встановлено у підшипникових опорах, при цьому осі вала шнека та приводу співпадають одна з одною. Привод шнека може бути виконаний у вигляді електродвигуна 1 з редуктором 2 (див. також рис. 7а, в, г; рис. 8б, в, г), або у вигляді електродвигуна з пасовою передачею (рис. 7б, рис. 8а), які приводять в обертовий рух шнек. Вантаж подається в жолоб через завантажувальний бункер або завантажувальну горловину. Розвантаження жолоба проводиться через розвантажувальну горловину.

Шнеки таких транспортерів виконують з правим або лівим напрямком спіралі, яка може мати один, два, або три заходи навивання спіральних витків.

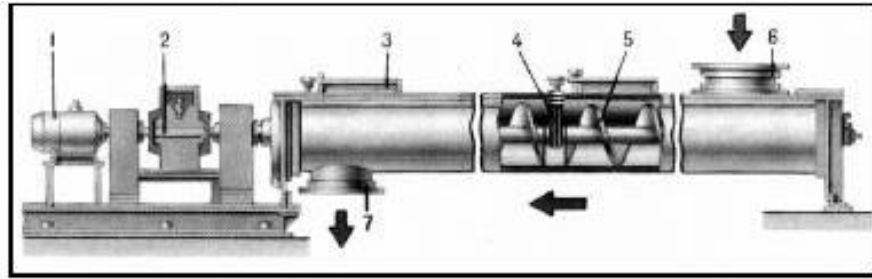
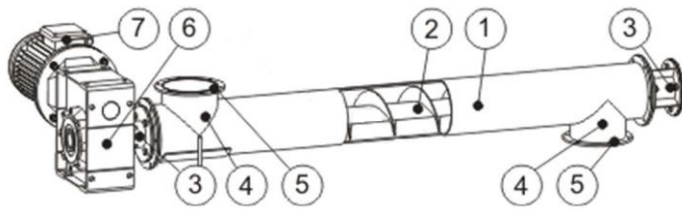


Рисунок 1.6 – Узагальнена схема шнекового транспортера:

1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3, 6 – завантажувальна горловина;
4 – кожух; 5 – шнек; 7 – розвантажувальна горловина.



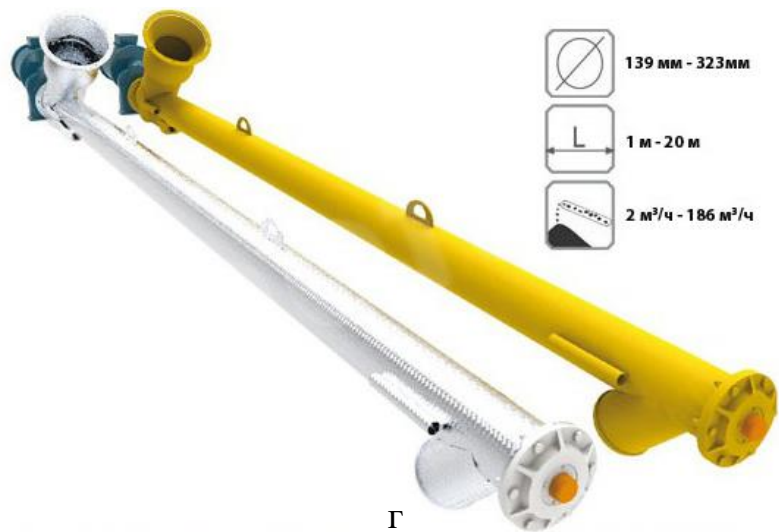
а



б



в



г

Рисунок 1.7 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б, в, г) горизонтального шнекового транспортера: 1 – кожух; 2 – шнек; 3 – опора; 4 – завантажувальна та розвантажувальна горловина; 5 – фланець; 6 – редуктор; 7 – електродвигун.

Продуктивність таких шнекових транспортерів становить від 60 до 200 т/год, а максимальна продуктивність роботи в країнах Європи може досягати

350...400 т/год. Найбільша висота перезавантаження продукту може становити 4,5...6,5 м [18, 19].

Комбіновані шнекові транспортери знайшли широке використання в сільськогосподарському виробництві, переробній та харчовій галузях промисловості, специфіка яких обумовлена широкою гамою технологічних процесів збирання та переробки продукції. Тому при їх проектуванні слід враховувати специфічні технічні вимоги та функціонально-експлуатаційні характеристики машин для виконання відповідних робіт, а також особливості транспортно-технологічних процесів і фізико-механічних властивостей матеріалів, які переробляються [20-25].

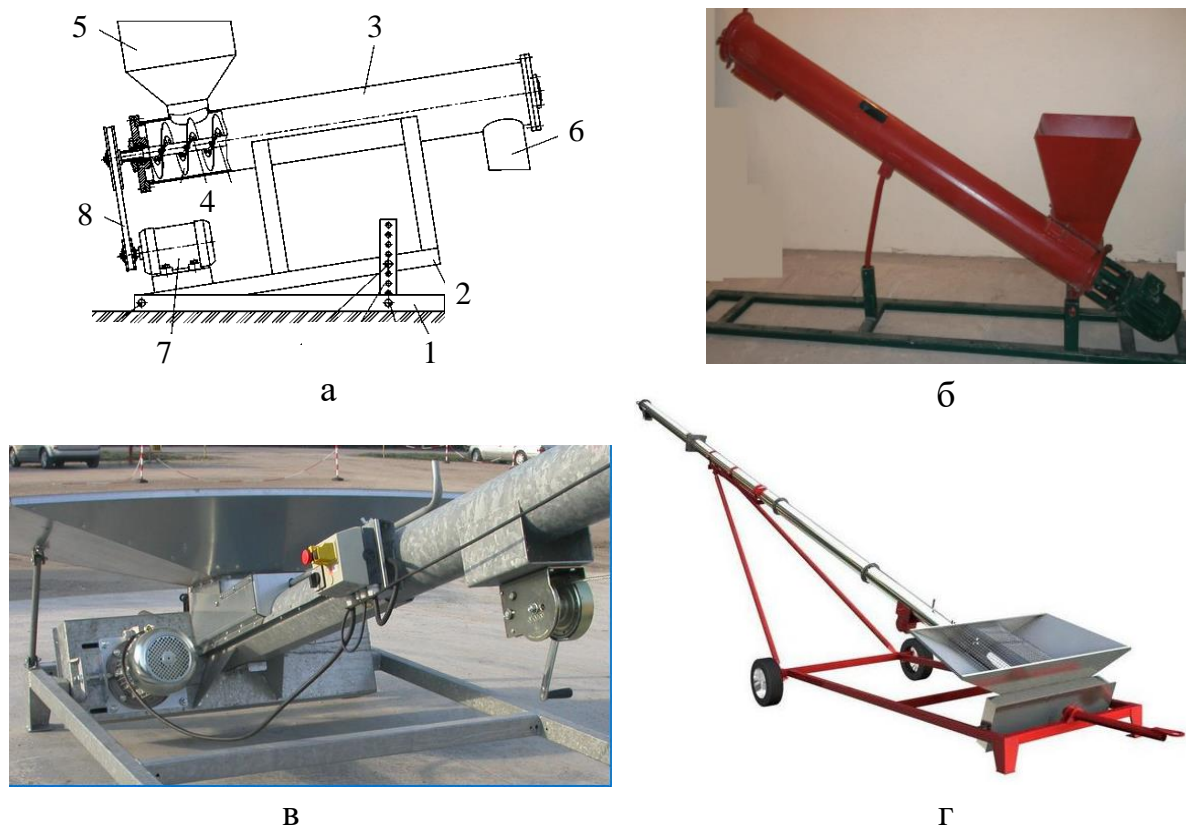


Рисунок 1.7 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б, в, г) похилого шнекового транспортера: 1, 2 – відповідно, основна і рухома рама; 3 – закритий кожух; 4 – шнек; 5, 6 – завантажувальний бункер і розвантажувальна горловина; 7 – електродвигун; 8 – привод шнека.

На основі поставлених завдань і проведеного аналізу застосування конструкцій шнекових конвеєрів в аграрному секторі можна констатувати:

1. До основних переваг застосування шнекових транспортерів можна віднести: простоту конструкції шнека, ефективність транспортування вантажів, простота обслуговування та відносно незначна вартість виробу; компактність і надійність в експлуатації; незначна маса (в 2-3 рази менша) та незначні затрати потужності за однакової продуктивності та висоти транспортування порівняно з іншими транспортними механізмами; розвантаження матеріалу можливе практично в будь-якому місці шляху та напрямку транспортування [26-30].

2. До основних недоліків шнекових транспортерів, які характеризують технологічні потреби необхідно віднести: часткове пошкодження (дроблення) продукції в процесі «чистого» транспортування; недостатня виробнича продуктивність транспортування; неможливість одночасного подрібнення та переміщення відносно крупних продуктів рослинництва за наявними конструктивними недоробками та недоліками.

1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень шнекових транспортерів

Основні напрямки розробки та обґрунтування параметрів транспортних машин, які є фундаментальними для виробничих процесів функціонування шнекових транспортерів наведено в працях вчених Адагимова К. А. [31, 32], Александра Л. М. [33], Александрова М. П. [34-37], Вайсона А. А. [37, 38], Григор'єва А. М. [39, 40], Желтова В. П. [41-43], Зенкова Р. Л. [44-46], Краснікова В. В. [47-49], Плавинського В.І. [50], Преображенського П. А. [51-53], Рудя А. О. [54], Штремхеля Т. Х. [55] та інших.

У наукових працях наведено та описано актуальність застосування шнекових транспортерів у виробничих умовах різних галузей народного господарства, основні принципи роботи шнекових транспортерів, кінематично-динамічні характеристики відносного руху матеріальної точки по поверхні витка шнека під час його обертання, основні методики розрахунку технологічних показників і характеристик гвинтових механізмів.

Також наведено способи проектування та виготовлення робочих органів, методики аналітичних розрахунків і експериментального обґрунтування конструктивно-кінематичних і технологічних параметрів різнопланових конструкцій шнеків, забірних завантажувальних і розвантажувальних пристроїв шнекових транспортерів.

Подальший вагомий внесок у теорію розвитку концепції розробки принципів і методів застосування шнекових транспортерів у секторі аграрного виробництва було внесено вченими Адамчуком В. В. [56, 57], Братішко В. В. [58], Василенком П. М. [59], Гевком Б. М. [60-63], Гевком Ів. Б. [64], Гевком Р. Б. [65-67], Герасимчук Г. А. [68], Груздевим І. Е. [69], Зуєвим Ф. Г. [70], Куктою Г. М. [71], Корнеєвим Г.В. [72], Ловейкіним В.С.,[73-75], Михайловим С.Н. [76], Пилипцем М. І., [77-79] Ревенком І. І. [80], Рогатинським Р. М. [81-83], Розумом Р.І. [84], Ромасевичем Ю.О. [85, 86], Спиваковським О. О. [87], Сторожук І. М. [88], Тимошенком С. П. [89], Хайлісом Г. А. [90], Штуковим Н. К. [91, 92], Янчиним С. К. [93] та іншими зарубіжними вченими [94-111].

У працях наведено основні засади та принципи функціонування, проектування, розрахунку та застосування шнекових транспортерів для підготовки зернового насінневого матеріалу (очищення насіння від домішок, протруювання насіння) та інших зернових сільськогосподарських культур, внесення мінеральних і органічних добрив, переробки зібраного урожаю на зернових токах, переробки, змішування, приготування та роздачі кормів на птахофабриках і свинофермах, харчової та переробної промисловості.

Також шнекові транспортери застосовуються у технологічних схемах гичкозбиральних модулів коренезбиральних машин для транспортування і вивантаження зрізаної гички коренеплодів у валок або її розкидання на зібране поле [112, 113].

Загальні технологічні аспекти транспортування крупних коренеплодів і супутні процеси, які супроводжуються та реалізуються під час переміщення коренеплодів робочими органами шнекових транспортерів (очищення коренеплодів від ґрунтових і рослинних домішок, сортування коренеплодів,

запарювання коренеплодів, їх змішування з іншими кормовими компонентами тощо) викладено в наукових працях Барановського В. М. [114], Братішка В. В. [115], Булгакова В. М. [116], Гевка Б. М. [117, 118], Гевка Р. Б. [119], Герасимчук Г. А. [12, 120], Паньків М. Р. [121-123], Пилипця М. І. [124-126], Погорілого Л. В. [127-129], Рогатинського Р. М. [130-133], Соколова А. Я. [134], Татьянка М. В. [135], Шабельника Б. П. [136, 137] та інших. У них наведено узагальнені методології розробки та теоретично-експериментальні методики розрахунку технологічних параметрів одночасного транспортування, очищення та калібрування коренеплодів, обґрунтування основних конструктивних і кінематичних параметрів та режимів роботи робочих органів шнекових транспортерів.

Залежно від технологічного призначення, кута установки тощо, найбільш відомі залежності для визначення продуктивності Q_m (т/год) роботи шнекових транспортерів наведено в працях [18, 24, 30, 34-38]:

$$Q_m = 47D^3 \rho \vartheta_n \psi c k_m; \quad Q_m = 3600 F_c \vartheta_n \rho; \quad (1.1)$$

$$Q_m = 47,1 \rho \psi T n c [(D + 2\lambda)^2 - d^2]; \quad Q_m = 0,047 D^2 \rho \psi T n \lambda; \quad (1.2)$$

$$Q_m = 15\pi D^2 T n \rho \psi c; \quad Q_m = 15\pi D^2 T n \rho \psi; \quad (1.3)$$

де D , d – зовнішній діаметр шнека та діаметр барабана шнека, м;

T – крок витків шнека, м;

n – частота обертання шнека, об/хв;

c – коефіцієнт кута нахилу до горизонту;

k_m – коефіцієнт осьової швидкості матеріалу;

F_c – середня площа поперечного перерізу потоку, м²;

λ – радіальний зазор, м.

У загальному продуктивність Q_m (кг/с) роботи шнекових транспортерів визначають за формулою для визначення продуктивності роботи машин безперервної дії [49, 55, 72,]:

$$Q_m = F_n g_n \gamma \psi, \quad (1.4)$$

де F_n – площа перетину потоку, м²;

g_n – швидкість осевого переміщення потоку вздовж осі обертання шнекового конвеєра, м/с;

γ – питома маса матеріалу, кг/м³;

ψ – коефіцієнт заповнення робочого простору.

Науковцями встановлено, що визначальним параметром, який у значній мірі функціонально впливає на зміну продуктивності та затрат споживчої потужності роботи гвинтових механізмів, як теоретичного, так і експериментального характеру, є коефіцієнт заповнення ψ робочого простору, або жолоба шнекового транспортера.

Узагальненими показниками технологічної ефективності використання шнекових транспортерів є об'ємний η_Q та енергетичний η_N коефіцієнт корисної дії, які функціонально взаємопов'язані між собою та які можна подати у вигляді наступного запису [138]:

- у загальному випадку функціонального запису між безрозмірними комбінаціями основних параметрів шнека:

$$\eta_Q = f_Q(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2); \quad \eta_N = f_N(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2), \quad (1.5)$$

де η_Q – об'ємний к.к.д. шнека;

$k_d = d/D$ – коефіцієнт відношення діаметра труби до діаметра шнека;

$k_s = T/D$ – коефіцієнт відношення кроку до діаметра шнека;

$G_\omega = \pi^2 n^2 D / 1800g$ – коефіцієнт режиму частоти обертання гвинта;

f_o, f_1, f_2 – відповідно, коефіцієнти: внутрішнього тертя між частинками матеріалу; тертя матеріалу по поверхні гвинта; тертя матеріалу по поверхні кожуха ГК;

η_N – енергетичний к.к.д. шнека.

- у параметричній формі:

$$\eta_Q = \frac{4Q'_m}{\pi(D^2 - d^2)gn'}; \quad \eta_N = \frac{N}{Q'_m \rho' L}, \quad (1.5)$$

де Q'_m – об'ємна продуктивність роботи ГК, м³/с;

n' – частота обертання гвинта, об/с;

N – затрати споживчої потужності, Вт;

ρ' – питома вага матеріалу транспортування, Н/м³;

L – довжина робочої зони гвинта, м.

Ширко І.В. [139], Nilsson L.G. [140] за результатами проведених експериментально-теоретичних досліджень встановили, що мінімальні енергозатрати процесу переміщення крупних матеріалів шнековими транспортерами забезпечуються за значення $k_d = 0,25 \dots 0,3$; $k_s = 0,75$.

Для розрахунків об'ємної продуктивності роботи горизонтальних шнекових транспортерів, в яких шнек розташовано в закритому кожусі, найбільше застосовують «класичну» формулу, або її інтерпретації [90, 114, 141]

$$Q_m = 0,25\pi\psi g_n^2 (D^2 - d^2); \quad Q_m = 0,25\pi(D^2 - d^2) \left(T - \frac{b}{\cos\alpha} \right) nK_o, \quad (1.6)$$

або

$$Q_m = 0,25\pi(D-d)(D+d) \left(T - \frac{B}{\cos\alpha} \right) nK_o, \quad (1.7)$$

де b – товщина витка прямокутного січення, м;

K_o – загальний комплексний коефіцієнт, який зменшує завантаження шнека.

Враховуючи висновки Юзова В.І. [142, 143], які було отримано на основі аналізу порівняльних результатів теоретично-експериментальних розрахунків продуктивності роботи шнекових транспортерів за методами Александра Л.М., Григор'єва О.М., Желтова В.П., Nilssona L.G. (розбіжність продуктивності роботи може становлять від 10 до 30 %), Керженцев В.А. [144] для корегування похибки, або точності під час проведення розрахунків продуктивності роботи

запропонував введення операції перерозподілу аргументу в аналітичній функції продуктивності роботи шнекових транспортерів, або визначати спершу діаметр шнека залежно від введеного незалежного аргументу «продуктивність»:

$$D = \left(\frac{4Q_m}{A} \right)^{0,33} \left(\frac{1}{C_1 C_2} \right)^{0,33}, \quad (1.8)$$

де C_1 , C_2 – безрозмірні коефіцієнти, отримані на основі перетворення загального комплексного коефіцієнта K_o .

Такий підхід, за ствердженням Керженцев В.А. [144] дозволяє в достатній мірі обґрунтовувати та розраховувати параметри шнека, які забезпечують розбіжність реальної продуктивності роботи шнекових транспортерів не більше за 3,5 % від теоретично-розрахункової продуктивності.

Залежність для визначення мінімально-необхідної кутової швидкості шнека ω з додатковими лопатями для похилих шнекових транспортерів, за якої можливе переміщення продукту в широкому діапазоні зміни коефіцієнта заповнення кожуха запропонував Часов Д.Л. [145], при цьому

$$\omega_k = \sqrt{\frac{-g \cos\left(\frac{\beta}{0,75} + \alpha + \rho_v\right)}{r \mu_k \cos(\alpha + \rho_v)}}, \quad (1.9)$$

де $\beta \leq 45^\circ$ – кут нахилу ГК до горизонту;

α – кут підйому гвинтової лінії, град.;

ρ_v – кут тертя між вантажем і гвинтовою поверхнею, град.;

r – зовнішній радіус гвинта, м;

μ_k – коефіцієнт тертя між вантажем і кожухом.

Ним за результатами експериментальних досліджень встановлено, що шнек з додатковими лопатями потребує значно меншу величину піднімально-рушійної сили для переміщення вантажу у порівнянні з класичним шнеком (рис. 1.8).

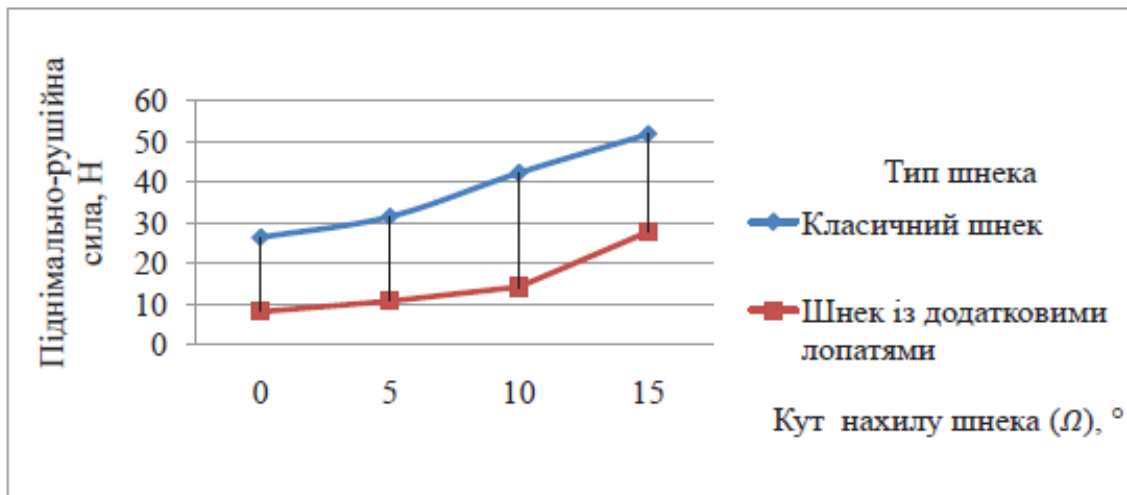


Рисунок 1.8 – Залежність рушійно-піднімальної сили від кута нахилу шнека.

Пилипець М.І. у роботі [79] розробив математичні залежності, які характеризують і розкривають загальні аспекти методології та методики проектування, обґрунтування та розрахунку технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів гвинтових транспортерів: введено новий критерій, який враховує поєднання коефіцієнта питомої висоти та радіуса кривизни навивної заготовки, який було охарактеризовано новим поняттям «коефіцієнт технологічної складності» (K_{mc}) процесу навивання гвинтових заготовок на оправки, який в загального вигляді описується залежністю:

$$K_{mc} = \left(\frac{B}{r}\right)^x \cdot K_e; \quad K_{mc} = (\psi - 1)^x \cdot K_c, \quad (1.10)$$

де B – висота стрічки;

x – показник степені функції;

$K_e = 0,7 \dots 1,1$ – коефіцієнт, який враховує параметри складності процесу формоутворення;

r – радіус оправки;

$\psi = \frac{(r+B)}{r} \leq 2,6$ – коефіцієнт технологічної складності.

На першому етапі визначення коефіцієнта ψ застосовують початковий узагальнюючий запис: $\psi = \psi_o k_1 k_2 \dots k_i$ ($i = 1, 2, \dots, n$), де $\psi_o = V_m / V_k$ – загальне значення коефіцієнта заповнення робочого простору, який визначається як відношення об'єму V_m матеріалу, який знаходиться в жолобі робочого простору до об'єму V_k жолоба; $k_1 k_2 \dots k_i$ – коефіцієнти, які залежать від конструкції і геометрії гвинта, довжини завантажувальної і розвантажувальної горловини, коефіцієнтів тертя, вологості матеріалу тощо.

Основні залежності для визначення коефіцієнта ψ заповнення жолоба для різнопланового конструктивного виконання шнекових транспортерів наведено у багатьох наукових працях. При цьому, узагальнюючи результати досліджень, можна зробити висновок, що найбільш універсальними із них є залежності, які наведено у працях Іванченкова Ф.К. [146] та Хозіна П.І. [147]:

$$\psi = 1 - \frac{Kn}{1000}; \quad \psi = \frac{K}{\sqrt{n}} (1 - 0,4 \sin \beta) m, \quad (1.11)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від діаметра шнека;

$\beta \leq 30$ град. – кут нахилу шнека до горизонту;

m – коефіцієнт, який залежить від довжини завантажувального вікна.

Григор'єв О.М. на основі проведених експериментальних досліджень [57] розробив графічні залежності (рис. 1.9), які характеризують зміну коефіцієнта заповнення ψ від коефіцієнта G_ω режиму частоти обертання гвинта.

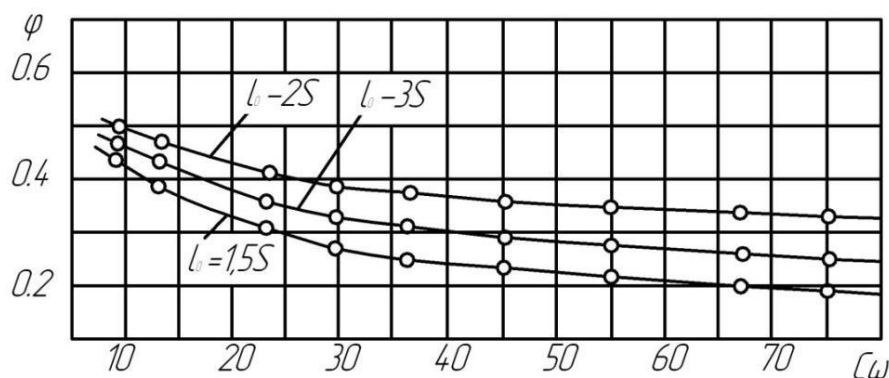


Рисунок 1.9 – Залежність зміни коефіцієнта заповнення ψ від коефіцієнта G_ω режиму частоти обертання гвинта.

Дійсне значення коефіцієнта заповнення ψ в процесі роботи шнекових транспортерів буде змінюватися в часі залежно від багатьох об'єктивних і суб'єктивних факторів: способу переміщення та вигляду (різновидності) шнекових транспортерів, рівномірності завантаження шнека продуктом переміщення, конструктивно-кінематичними параметрами та режимами роботи шнекового транспортера, механічними властивостями та розмірними характеристиками продукту переміщення тощо.

У працях Рогатинського Р.М. [130-133] обґрунтовано кінематично-динамічні задачі, які розглядають комплексну взаємодію робочих органів шнекових транспортерів із продуктами сільськогосподарського виробництва. Також в працях наведено розроблені алгоритми розрахунків силової взаємодії об'ємних тіл у рухомому потоці напружено-деформованого стану. Розроблено нові технологічні способи та конструктивні пристрої шнекових транспортерів, які забезпечують одночасні процеси транспортування, очищення та сортування коренеплодів.

На основі аналізу силової взаємодії робочих органів шнекового транспортера з продуктами переміщення наведено теоретичні залежності для визначення необхідної швидкості v_z транспортування та питомих затрат споживчої потужності w , які забезпечують процес переміщення продукту:

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi} \left[\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_2} \right]; \quad (1.12)$$

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin\alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin\beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2\alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.13)$$

де ω – кутова швидкість гвинта, рад/с;

p – крок гвинта, м;

β_1, β_2 – початковий і крайній кут установки траси конвеєра, град.;

α – кут нахилу гвинтової спіралі, град.;

N – розрахункова потужність, Вт;

Q – продуктивність роботи, кг/с;

L – довжина траси транспортування, м;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти тертя вантажу до поверхонь спіралі і жолоба;

ω_0 – кутова швидкість центру поперечного потоку матеріалу в жолобі конвеєра в переносному русі, рад/с;

r_0 – насипна густина вантажу, кг/м³;

β – кут нахилу гвинтової траси;

$\zeta(P)$ – дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування.

Паньків М.Р. [148] на основі аналізу взаємодії коренеплоду з поверхнею еліпсного шнека і розрахункової продуктивності шнекового транспортера визначила верхню та нижню допустимі межі кутової швидкості еліпсного шнека, відповідно $\omega_{в.макс} = 15...17$ і $\omega_{в.мін} = 10,3...12,5$ рад/с для усередненого діаметра шнека $D_y = 0,18$ м та коефіцієнта сепарації $k_{сеп.в} = 0,3$ і $0,5$

$$\omega_{в.макс} \leq \frac{4[V_{дон.макс} - (V_c - V_z) \cos \beta \sin(45^\circ - 0,5\varphi_k)]}{\sqrt{\pi^2 D_y^2 + T^2} \sin[(45^\circ - 0,5\varphi_k) + \arcsin T / \sqrt{\pi^2 D_y^2 + T^2}]}; \quad (1.14)$$

$$\omega_{в.мін} = \frac{Q'_3 k_{сеп.в}}{0,08 k_{з.о.макс}^2 \left(\left\{ R_k^2 \left[\pi \arcsin \frac{2(d_y + h)}{R_k} / 90 \right] - \sin 2 \left[\arcsin \frac{2(d_y + h)}{R_k} \right] \right\} T k_{v_o} k_p^2 \right)}. \quad (1.15)$$

Погорілий Л.В. на основі моделювання процесу встановив, що контакт коренеплоду з витком шнека аналогічний контакту “куля-циліндр”, а умова непошкодження коренеплодів має вигляд [127]:

$$\frac{2q(R+C)l_g \sin \alpha (f \cos \beta + 1) E^2 \varepsilon^2}{r_g^2} \leq [\sigma]^3; \quad \cos \alpha = \frac{R+C}{R+r_k}; \quad \beta = \arctg \frac{l_g}{2R}, \quad (1.16)$$

де q – маса коренеплодів, розташованих у один шар;

R, l_b – радіус і крок шнека;

C – зазор між валами шнеків;

r_x, r_b – радіус коренеплоду та витка шнека;

ε – коефіцієнт відношення кривизни контактуючих поверхонь;

$E, [\sigma]$ – модуль пружності та допустимі напруження стиснення коренеплоду.

У працях Паньків В.Р. [149-151] наведено аналітичні моделі, які характеризують залежності зміни уточненого коефіцієнта k_z заповнення робочого простору (жолоба) гвинтового конвеєра та продуктивності Q_k його роботи від конструктивно-кінематичних параметрів процесу транспортування продукту

$$k_z = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c)^2} (1 - k_n) < 1; \quad (1.17)$$

$$Q_k = \frac{\pi n_k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y}{240} (1 - k_n). \quad (1.18)$$

На основі проведеного аналізу результатів наукових досліджень можна зробити висновок, що в них недостатньо (не в повній мірі) викладено розв'язок наукової прикладної задачі, яка розкриває сутність технологічного процесу функціонування шнекових транспортерів з комбінованими робочими органами, який реалізується шляхом одночасного подрібнення та переміщення крупних коренеплодів комбінованими робочими органами.

Зважаючи на це та враховуючи наукові завдання, які поставлено в дисертаційній роботі, особливу увагу необхідно приділити аналізу відомих результатів наукових досліджень, які характеризують процес подрібнення коренеплодів з визначенням продуктивності роботи та енергетичних затрат процесу одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів, ступеня та однорідності подрібнення коренеплодів, заповнення робочого простору та властивостей матеріалів.

Ці показники визначають та характеризують техніко-економічну ефективність застосування шнекових транспортерів у виробничих умовах.

1.3. Обґрунтування вибору шнекового транспортера для проведення досліджень

Аналіз технологічних процесів, конструкцій робочих органів існуючих шнекових транспортерів і результатів відомих наукових досліджень показав, що в них не розглядається питання реалізації технологічного процесу, який би забезпечував одночасне подрібнення та переміщення коренеплодів одним «суцільним» гвинтовим транспортним механізмом під час приготування соковитих кормів на основі переробки коренеплодів.

На рис. 1.10 наведено структурно-функціональну схему практичного виконання, або технологічно-конструктивну спроможність реалізації запропонованого технологічного процесу підготовки та переробки коренеплодів на соковиті корми згідно з рис. 1.2 [7].

На основі аналізу порівняльних шляхів практичного (виробничого) виконання існуючої та запропонованої удосконаленої технології переробки коренеплодів на соковиті корми, встановлено, що реалізація операції одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів можлива за рахунок використання комбінованого робочого органу шнекового транспортера-подрібнювача.

Технологія переробки коренеплодів на соковиті корми, на відмінну від існуючої технології, в якій операція «подрібнення» і «транспортування» коренеплодів виконується двома окремими технічними засобами (коренерізка і транспортер), передбачає об'єднання двох суміжних окремих операцій в одну операцію «транспортування + подрібнення» коренеплодів одним механізмом – шнековим транспортером-подрібнювачем з комбінованим робочим органом.

Реалізація удосконаленої технології переробки коренеплодів дозволить значно зменшити енергоємність процесу порівняно з існуючою за рахунок усунення додаткового проміжного операційно-технологічного засобу (коренерізки), як окремого технічного елемента, що має свою певну матеріаломісткість і певні енергозатрати для незалежного приводу робочих органів.

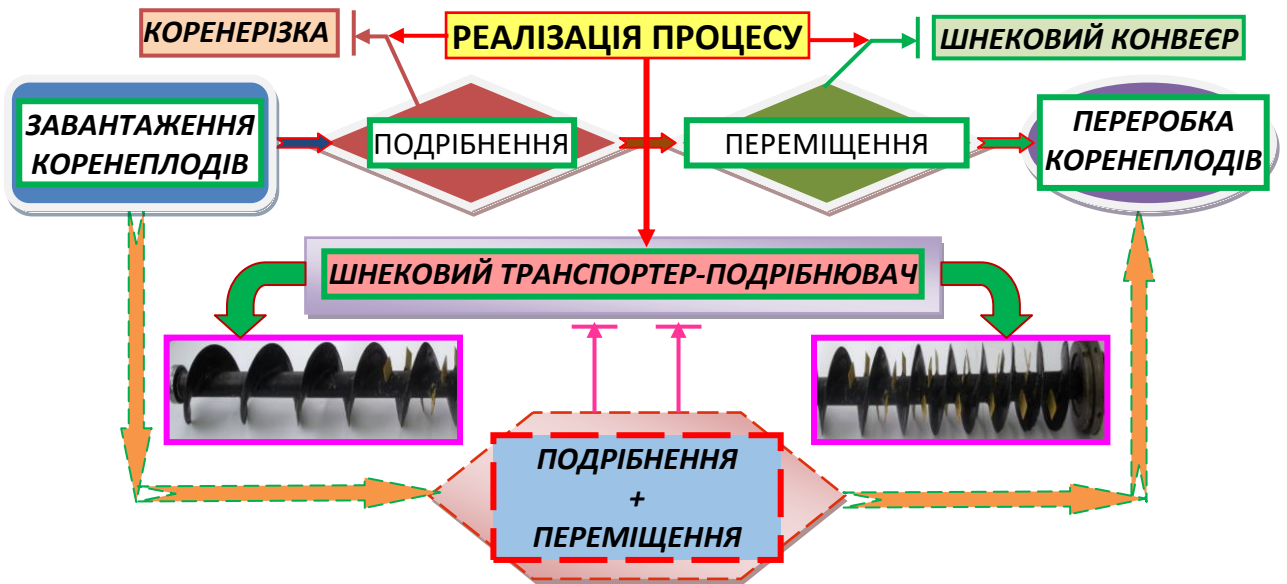


Рисунок 1.10 – Структурно-функціональна схема технологічного процесу підготовки та переробки коренеплодів:

→ – існуюча технологія; → – удосконалена технологія.

Для реалізації запропонованого технологічного процесу одночасного подрібнення коренеплодів і переміщення його подрібнених частин до пункту приготування соковитих кормів нами було виявлено найближчий аналог шнекового транспортера з комбінованим робочим органом, який реалізує процес подрібнення та переміщення коренеплодів одним гвинтовим механізмом.

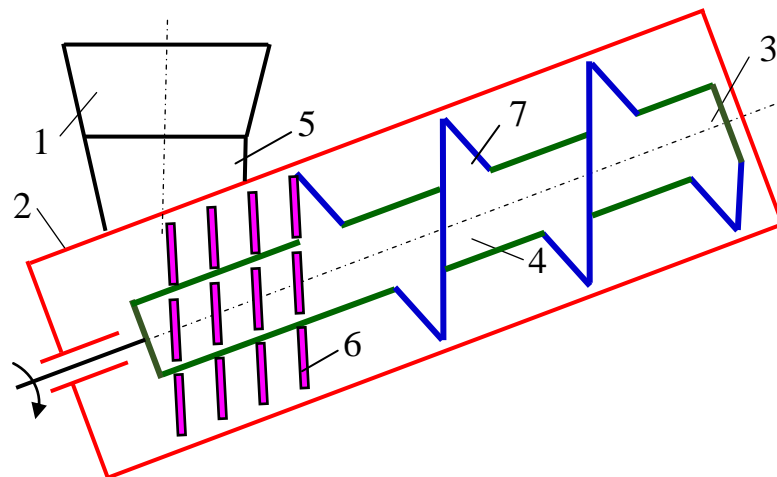


Рисунок 1.11 – Схема гвинтового транспортера-подрібнювача:

1 – бункер; 2 – направляюча труба; 3 – шнековий конвеєр; 4 – барабан;
5 – завантажувальна горловина; 6 – ніж-подрібнювач; 7 – спіральний
ВИТОК.

Конструктивна схема шнекового транспортера-подрібнювача [152] складається з бункера 1 (рис. 1.11), який встановлено на напрямній трубі 2, всередині якої змонтовано шнековий конвеєр 3. На барабані 4 шнекового конвеєра в початковій зоні розташування завантажувальної горловини 5 бункера та під нею встановлено пластинчасті ножі-подрібнювачі 6. За ножами-подрібнювачами на барабані також по гвинтовій лінії встановлено спіральні витки 7.

Коренеплоди завантажуються в бункер 1, а далі через завантажувальну горловину 5 переміщуються під дією сили ваги земного тяжіння в зону розташування ножів-подрібнювачів 6. Коренеплоди на першому етапі спочатку подрібнюються ножами-подрібнювачами 6, а вже потім транспортуються спіральними витками 4 за рахунок обертання шнекового конвеєра 3.

Технологічним і конструктивним недоліком гвинтового-транспортера-подрібнювача є наявна тісна та взаємопов'язана залежність продуктивності роботи гвинтової частини шнекового конвеєра, яка переміщує подрібнені коренеплоди та продуктивності роботи подрібнювальної частини барабана з ножами-подрібнювачами.

Таке послідовне конструктивне розміщення на барабані шнека ножів-подрібнювачів і спіральних витків призводить до необхідності технологічного узгодження продуктивності роботи двох окремих і залежних одна від одної частин шнекового конвеєра. Це значно знижує продуктивність роботи шнекового транспортера-подрібнювача загалом за причиною розподілення процесу роботи на дві окремі суміжні операції: спочатку операція подрібнення коренеплодів, а потім операція переміщення.

Нами, для усунення існуючих недоліків, на основі проведеного аналізу технологічних процесів і показників переміщення продуктів аграрного виробництва, на рівні винаходу запропоновано удосконалену конструкцію шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів [7, 8, 153, 154]. Виробниче використання та застосування удосконаленого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів дозволить розширити функціональні

можливості та підвищити продуктивність роботи гвинтових механізмів, які виконують технологічний процес одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів одним комбінованим робочим органом (додаток Б.3.3).

Конструктивно-компонувальну схему удосконаленого комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено на рис. 1.12.

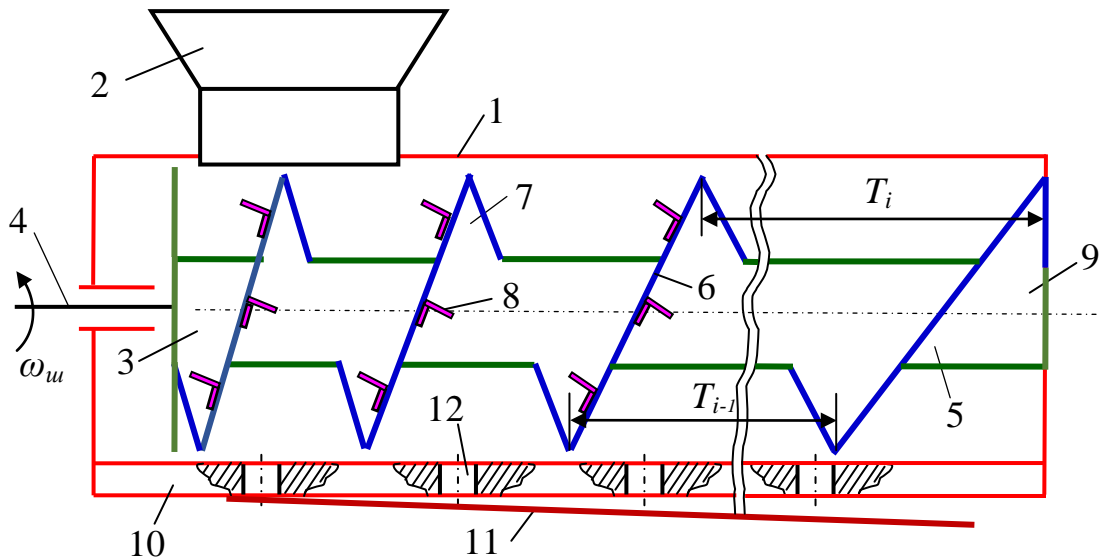


Рисунок 1.12 – Конструктивно-компонувальна схема шнекового транспортера-подрібнювача з комбінованим робочим органом:
 1 – кожух; 2 – бункер; 3 – шнек; 4 – приводний вал; 5 – барабан;
 6 – гвинтова лінія; 7 – спіральний виток; 8 – Г-подібний ніж-подрібнювач; 9 – вивантажувальна частина; 10 – нижня частина;
 11 – направляючий лоток; 12 – отвори.

Шнековий транспортер-подрібнювач складається із кожуха 1, зверху якого закріплено завантажувальний бункер 2. У кожусі, який може розміщуватися під кутом до горизонту, встановлено шнек 3. Шнек 3 виконано у вигляді приводного вала 4 на якому змонтовано барабан 5. Приводний вал 4 обертається з кутовою швидкістю $\omega_{ш}$.

На барабані приводного вала по гвинтовій лінії 6 закріплено спіральні витки 7. На внутрішній і зовнішній стороні спіральних витків відносно напрямку переміщення коренеплодів радіально встановлено пластинчаті Г-подібні ножі-подрібнювачі 8. Гвинтова лінія виконана зі змінним кроком, при

цьому крок T спіральних витків збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини 9 прямої труби.

Знизу під нижньою частиною 10 прямої труби під певним кутом до горизонту встановлено направляючий лоток 11, який охоплює нижню частину кожуха. Нижня частина кожуха, яка співвісна з направляючим лотком, має наскрізні отвори 12, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини кожуха.

Шнековий транспортер-подрібнювач працює наступним чином.

Коренеплоди подаються у завантажувальний бункер 1, які в подальшому переміщуються в кожух 2 до шнека 3, або до Г-подібних ножів-подрібнювачів 8. Під час обертання приводного вала 4 та, відповідно, барабана 5 і Г-подібних ножів-подрібнювачів відбувається подрібнення коренеплодів та одночасне переміщення подрібнених частинок спіральними витками 7 в сторону вивантажувальної частини 8 кожуха.

Одночасно з подрібненням і переміщенням частинок коренеплодів відбувається значне виділення та накопичення соковитої рідини, яка утворюється під час подрібнення продуктів переробки. При цьому накопичена соковита рідина через наскрізні отвори 12 витікає на направляючий лоток 11, а далі – за призначенням.

Таким чином, за рахунок одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частинок коренеплодів спіральними витками відбувається розширення функціональних можливостей шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, а за рахунок виконання гвинтової лінії спіральних витків зі змінним кроком, який збільшується в сторону вивантажувальної частини кожуха, збільшується швидкість осевого переміщення подрібнених частинок коренеплодів, або продуктивність роботи.

Крім того, наявність отворів дозволяє переміщувати накопичену соковиту рідину за межі внутрішнього простору кожуха, що покращує протікання технологічного процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів і значно знижує енергозатрати процесу транспортування подрібненого матеріалу шнековим транспортером-подрібнювачем.

Таким чином, запропонований нами удосконалений шнековий транспортер-подрібнювач коренеплодів порівняно з існуючими конструкціями має свої специфічні конструктивні особливості, які характеризуються додатковим встановленням Г-подібних ножів-подрібнювачів на двох бокових сторонах спіральних витків.

Тому, враховуючи аналіз відомих теоретично-експериментальних досліджень технологічного процесу роботи існуючих шнекових транспортерів, можна констатувати, що в повному обсязі цими методами розрахунку та обґрунтування раціональних технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів скористатися неможливо. Вони повинні мати інший методологічний підхід.

1.4. Висновки, мета та завдання дослідження

На основі проведеного аналізу стану питання, можна зробити такі висновки:

1. Розширення технологічних можливостей гвинтових механізмів можливе за рахунок поєднання декількох суміжних технологічних операцій в одну шляхом удосконалення технологічного процесу та конструкції шнекового транспортера-подрібнювача.

2. Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових механізмів і обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи дозволяє істотно підвищити продуктивність роботи та ефективність процесу переміщення коренеплодів загалом.

3. У процесі розробки шнекового транспортера-подрібнювача необхідно враховувати специфічні технічні вимоги та особливості технологічних процесів одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів, а також їх агробіологічні та фізико-механічні властивості.

Деякі загальні питання, які мають принципово важливе значення з точки зору концепції розробки вискоефективних шнекових транспортерів-

подрібнювачів, що базуються на основі інтенсифікації процесу одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів, порушуються в даній дисертаційній роботі вперше. На підставі виконаних у дисертаційній роботі науково-технологічних підходів і конструктивно-технологічних методів ряд питань із цієї проблеми знайшли своє науково-технічне вирішення.

Тому метою роботи є розширення технологічно-функціональних можливостей шнекових механізмів шляхом розробки та обґрунтування параметрів робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача.

Завдання дослідження – вирішення важливої науково-технічної задачі, яке полягає у розробці аналітично-емпіричних методів обґрунтування раціональних параметрів робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача. Вирішення даного завдання зведено до розв'язку таких прикладних задач:

- на основі аналізу технологічних процесів подрібнення та переміщення коренеплодів розробити конструктивно-технологічну схему комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;

- розробити теоретичні залежності, які описують та характеризують функціональну залежність процесу переміщення коренеплодів у бункері до шнека та їх взаємодію з спіральними витками шнека;

- визначити ступінь подрібнення коренеплодів ножами-подрібнювачами на основі дослідження коефіцієнта подрібнення коренеплодів і розробити залежність для визначення продуктивності комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача;

- провести експериментальні дослідження показників якості подрібнення коренеплодів, продуктивності та питомих затрат споживчої потужності залежно від основних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача;

- визначити економічну ефективність застосування комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача у виробничих умовах.

Основні положення розділу опубліковано в працях [7, 8, 153, 154].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА

2.1. Дослідження процесу функціонування завантажувального бункера шнекового транспортера-подрібнювача

Розробка високоефективних технологічних процесів одночасного подрібнення та переміщення, як одиночних кускових, так і сипучих матеріалів аграрного виробництва вимагає інтегрованого наукового підходу до рішення технічної задачі підвищення технологічних показників роботи та розширення технологічних можливостей шнекових транспортерів-подрібнювачів.

Поставлені завдання вирішуються на основі розробки методології та методики обґрунтування технологічного процесу та розрахунку конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи шнекових транспортерів.

Підвищення продуктивності шнекових механізмів і технологічних ліній будь-яких виробничих переробних комплексів загалом, у тому числі машин для переробки аграрної продукції, багато в чому залежить від пропускної здатності завантажувальних бункерів, які функціонують не тільки, як робочі органи для переміщення продукту, але й ті, які застосовуються у вигляді дозуючих пристроїв. При цьому вони комплектуються системами автоматизованого управління та диференційованого регулювання секундної подачі продуктів переробки у досить широкому діапазоні та їх рівномірного розподілу по площі випускного отвору бункера.

У загальному випадку ефективність роботи будь-якого бункера залежить від узгодження його форми (конічна, пірамідальна, циліндрична, комбінована), способу руху (гідравлічним, нормальним, змішаним) завантажених в нього продуктів, розмірно-масових параметрів і фізико-механічних властивостей продуктів з загальною конструкцією шнекового механізму або установки, а також від виробничої необхідності [154-156].

Спосіб руху тіла в завантажувальному бункері залежить від фізико-механічних властивостей продукту, фрикційних властивостей стінок основної завантажувальної частини (горловини) та випускного отвору (горловини) днища бункера, а також від їх конструктивно-геометричної форми та параметрів.

На витратні характеристики бункерів переважаючий вплив має геометрична форма випускного отвору (вихідної горловини) днища та його розмірні параметри. Найчастіше нижня частина виробничих бункерів сипких матеріалів виконується в формі усічених конуса, піраміди, об'ємної трапеції. Це обумовлено тим, що в таких формах нижньої частини бункера забезпечується рівномірний розподілений вихід частинок тіла продукту по площі перетину випускного отвору бункера.

Такий рух продукту знижує пульсуючий характер їх переміщення, який обумовлений наявністю динамічного звідного утворення в бункері дискретних частинок продукту [157].

Крім того, нижня частина таких бункерів повинна відповідати умові за якої наведений кут зовнішнього тертя тіла φ_m повинен бути менше кута нахилу стінки днища бункера α_z до горизонтальної площині.

Дотримання зазначених вимог до конструкції бункера не означає, що такий бункер є бункером з раціональною пропускною здатністю. Для цього необхідно ще одна умова – умова раціональної форми, яка утворює нижню випускную горловину бункера.

Щілинні бункери знайшли широке застосування в машинах аграрного виробництва. Проте аналітичні питання з визначення форми поздовжнього перетину бункера, яка забезпечує необхідну пропускную здатність коренеплодів вирішені не в достатньому обсязі, а необхідність такого рішення обумовлена відмінними від сипучого матеріалу характеристиками коренеплодів і дискретними процесами їх рівномірного виходу потоків з них.

При цьому, необхідність раціонального керування такими потоками, які мають доволі значні випадкові відхилення від середньої величини потоку коренеплодів, є досить актуальною задачею [127, 133].

Для розробки математичної моделі функціонування бункера (рис. 2.1) шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів формалізуємо об'єкт дослідження наступним чином:

- основна (верхня) частина бункера, або завантажувальна горловина 2 (рис. 2.1) має форму усіченої прямокутної піраміди, висоту якої позначимо через h_3 , при цьому верхня основа має розмірні параметри $a_3 \times b_3$;

- нижня частина, або вихідна горловина 3 має форму прямокутного паралелепіпеда, висоту якого позначимо через h_o , при цьому нижня основа має розмірні параметри $a_o \times b_o$;

- коренеплоди 1 в просторі бункера переважно займають положення, яке близьке до горизонтального – поздовжня вісь тіла коренеплоду паралельна, або близька до горизонту, а переміщення коренеплодів відбувається за законом нормального руху.

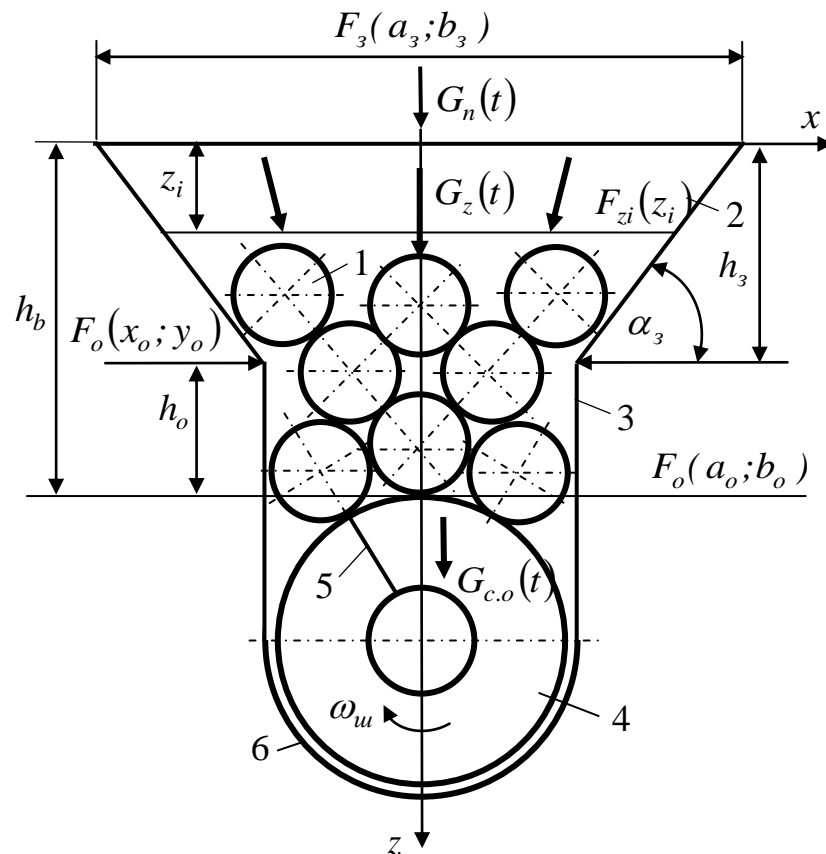


Рисунок 2.1 – Схема функціонування бункера: 1 – коренеплоди;
2 – завантажувальна горловина; 3 – вихідна горловина;
4 – шнек; 5 – спіральний виток шнека; 6 – кожух.

Позначимо кількість коренеплодів, які надходять в основну частину (завантажувальну горловину) бункера в відносному часі t через $G_n(t)$, кількість коренеплодів, які накопичено в бункері в проміжній стадії виробничого циклу, або запас коренеплодів – через $G_z(t)$, а кількість коренеплодів, які виходять з вихідної горловини, або споживання із запасу – через $G_{c.o}(t)$.

При цьому запас коренеплодів $G_z(t)$ і утримуюча здатність цього запасу характеризують накопичення матеріалу під час виконання операції надходження коренеплодів у завантажувальну горловину та споживання коренеплодів із запасу, а сам запас дозволяє компенсувати наслідки збурення в потоках.

Тоді зростання запасу коренеплодів буде забезпечуватися за умови $G_n(t) > G_{c.o}(t)$, а зменшення запасу за умови $G_n(t) < G_{c.o}(t)$.

У цьому контексті, рівняння яке характеризує результуючий масовий розхід зміни запасу коренеплодів матиме вигляд [153, 158]

$$\frac{dG_z(t)}{dt} = \sum G_z = G_n(t) - G_{c.o}(t) = \Delta G_z(t), \quad (2.1)$$

де $\Delta G_z(t)$ – залишковий запас коренеплодів у проміжній стадії виробничого циклу.

Для подальшого аналізу виразимо існуючі уявні технологічні потоки через реальний продукт, або відповідний кількісний масовий потік коренеплодів, при цьому:

- масова кількість коренеплодів $G_n(t)$, які надходять в завантажувальну горловину бункера в відносному часі t буде становити

$$\begin{aligned} G_n(t) &= K_{1G_n}(t)m_{k1} + K_{2G_n}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_n}(t)m_{ki} = \\ &= \sum_{i=1}^n [K_{1G_n}(t)m_{k1} + K_{2G_n}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_n}(t)m_{ki}]; \quad i=1, 2, \dots, n; \end{aligned} \quad (2.2)$$

де $K_{1G_n}, K_{2G_n}, \dots, K_{iG_n}$ – відповідно, кількість коренеплодів 1-ї, 2-ї, ..., i -ї розмірної масової фракції, які надходять у завантажувальну горловину бункера, шт;

$m_{k1}, m_{k2}, \dots, m_{ki}$ – відповідно, маса коренеплоду 1-ї, 2-ї, ..., i -ї розмірної фракції, які надходять у завантажувальну горловину бункера, кг;

- масова кількість коренеплодів, які накопичено в бункері, або запас коренеплодів $G_z(t)$ у відносному часі t буде становити

$$\begin{aligned} G_z(t) &= K_{1G_z}(t)m_{k1} + K_{2G_z}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_z}(t)m_{ki} = \\ &= \sum_{i=1}^n [K_{1G_z}(t)m_{k1} + K_{2G_z}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_z}(t)m_{ki}]; \quad i=1, 2, \dots, n; \end{aligned} \quad (2.3)$$

де $K_{1G_z}, K_{2G_z}, \dots, K_{iG_z}$ – відповідно, кількість коренеплодів 1-ї, 2-ї, ..., i -ї розмірної масової фракції, які накопичено в бункері, шт.;

- масова кількість коренеплодів, які виходять з вихідної горловини, або споживання із запасу $G_c(t)$ у відносному часі t буде становити

$$\begin{aligned} G_{c.o}(t) &= K_{1G_c}(t)m_{k1} + K_{2G_c}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_c}(t)m_{ki} = \\ &= \sum_{i=1}^n [K_{1G_c}(t)m_{k1} + K_{2G_c}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_c}(t)m_{ki}]; \quad i=1, 2, \dots, n; \end{aligned} \quad (2.4)$$

де $K_{1G_c}, K_{2G_c}, \dots, K_{iG_c}$ – відповідно, кількість коренеплодів 1-ї, 2-ї, ..., i -ї розмірної масової фракції, які виходять з вихідної горловини бункера, шт.

Підставивши значення (2.2)-(2.4) в рівняння (2.1), отримаємо

$$\begin{aligned} &\frac{d \sum_{i=1}^n [K_{1G_z}(t)m_{k1} + K_{2G_z}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_z}(t)m_{ki}]}{dt} = \\ &= \frac{d \sum_{i=1}^n [K_{1G_n}(t)m_{k1} + K_{2G_n}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_n}(t)m_{ki}]}{dt} - \quad ; \quad i=1, 2, \dots, n, \quad (2.5) \\ &- \frac{d \sum_{i=1}^n [K_{1G_n}(t)m_{k1} + K_{2G_n}(t)m_{k2} + \dots + K_{iG_n}(t)m_{ki}]}{dt} = \Delta G_z(t) \end{aligned}$$

або

$$\frac{d \sum_{i=1}^n \left[[K_{1G_z}(t) - K_{1G_n}(t) + K_{1G_n}(t)]m_{k1} + [K_{2G_z}(t) - K_{2G_n}(t) + K_{2G_n}(t)]m_{k2} + \dots + [K_{iG_z}(t) - K_{iG_n}(t) + K_{iG_n}(t)]m_{ki} \right]}{dt} = \Delta G_z(t). \quad (2.6)$$

Якщо форму коренеплодів прийняти конічною, яка відповідає формі більшості крупних коренеплодів [157], тоді згідно з [160] можна записати, що

$$m_{k1} = V_{k1} \gamma_k = \frac{\pi D_{k1}^2 L_{k1} \gamma_k}{12} = \frac{\pi D_{k1}^3 \gamma_k}{24 \operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})}, \quad (2.7)$$

де V_{k1} – об'єм коренеплодів 1-ї розмірної масової фракції, м³;

γ_k – питома маса коренеплодів, кг/м³;

D_{k1} – діаметр коренеплодів 1-ї розмірної масової фракції, м;

L_{k1} – довжина коренеплодів 1-ї розмірної масової фракції, м;

α_{k1} – кут конуса росту коренеплодів 1-ї розмірної масової фракції, град.

Відповідно, маса коренеплодів 2-ї, ..., i -ї розмірної фракції дорівнює:

$$m_{k2} = \frac{\pi D_{k2}^3 \gamma_k}{24 \operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})}; \quad m_{ki} = \frac{\pi D_{ki}^3 \gamma_k}{24 \operatorname{tg}(0,5\alpha_{ki})}, \quad (2.8)$$

де D_{k2}, \dots, D_{ki} – діаметр коренеплодів 2-ї, ..., i -ї розмірної масової фракції, м;

α_{ki} – кут конуса росту коренеплодів 2-ї, ..., i -ї розмірної масової фракції, град.

Тоді згідно з (2.7), (2.8) залежність (2.6) приймає вигляд

$$d \sum_{i=1}^n \frac{\pi \gamma_k}{24} \left\{ \begin{aligned} & \left[K_{1G_z}(t) - K_{1G_n}(t) + K_{1G_n}(t) \right] \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + \\ & \left[K_{2G_z}(t) - K_{2G_n}(t) + K_{2G_n}(t) \right] \frac{\pi D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + \dots + \\ & \left[K_{iG_z}(t) - K_{iG_n}(t) + K_{iG_n}(t) \right] \frac{D_{ki}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{ki})} + \end{aligned} \right\} = \Delta G_z(t) dt. \quad (2.9)$$

Відомо [157], що розмірно-масовий фракційний склад коренеплодів, як правило, поділяється на три основні групи: дрібні коренеплоди; середні коренеплоди; крупні коренеплоди. При цьому їх діаметр залежить від сорту та виду коренеплодів – цукрові, кормові коренеплоди, коренеплоди цикорію [161].

Тоді залежність (2.9) набуде кінцевого вигляду:

$$d \sum_{i=1}^3 \frac{\pi \gamma_k}{24} \left\{ \begin{aligned} & \left[K_{1G_z}(t) - K_{1G_n}(t) + K_{1G_n}(t) \right] \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + \\ & \left[K_{2G_z}(t) - K_{2G_n}(t) + K_{2G_n}(t) \right] \frac{\pi D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + \\ & \left[K_{3G_z}(t) - K_{3G_n}(t) + K_{3G_n}(t) \right] \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} + \end{aligned} \right\} = \Delta G_z(t) dt. \quad (2.10)$$

Залежність між текучим запасом $\Delta G_z(t)$ (залишковим запасом коренеплодів у проміжній стадії виробничого циклу) та результуючим масовим розходом зміни запасу матеріалу отримаємо згідно з рівнянням (2.1) шляхом його інтегрування.

При цьому

$$G_z(t) = \int [G_n(t) - G_{c.o}(t)] dt = \int \Delta G_z dt. \quad (2.11)$$

Із врахуванням (2.2)-(2.4) інтегральний вираз (2.11) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} \int \Delta G_z dt &= \int \left[\sum_{i=1}^3 [K_{1G_n}(t)m_{k1} + K_{2G_n}(t)m_{k2} + K_{3G_n}(t)m_{k3}] - \right. \\ & \left. - \sum_{i=1}^n [K_{1G_c}(t)m_{k1} + K_{2G_c}(t)m_{k2} + K_{3G_c}(t)m_{k3}] \right] dt = \\ &= \int \left[\sum_{i=1}^3 \{ [K_{1G_n}(t) - K_{1G_c}(t)]m_{k1} + [K_{2G_n}(t) - K_{2G_c}(t)]m_{k2} + [K_{3G_n}(t) - K_{3G_c}(t)]m_{k3} \} \right] dt \end{aligned} \quad (2.12)$$

Підставивши з (2.7), (2.8) значення маси коренеплоду m_{k1} , m_{k2} , m_{k3} , відповідно, 1-ї, 2-ї та 3-ї розмірної фракції, які надходять в завантажувальну горловину бункера в інтегральний вираз (2.12), отримаємо [153, 162]

$$\int \Delta G_z dt = \int \left[\sum_{i=1}^3 \frac{\pi \gamma_k}{24} \left\{ \begin{aligned} & [K_{1G_n}(t) - K_{1G_c}(t)] \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + [K_{2G_n}(t) - K_{2G_c}(t)] \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + \\ & + [K_{3G_n}(t) - K_{3G_c}(t)] \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \end{aligned} \right\} \right] dt. \quad (2.13)$$

Отримана залежність (2.13) є математичною моделлю, яку записано в загальному інтегральному вигляді та яка характеризує процес функціонування бункера шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів або процес переміщення коренеплодів у відносному часі t , або характер зміни між текучим залишковим запасом коренеплодів і результуючим масовим розходом зміни запасу матеріалу в бункері залежно від кількісного розмірно-масового фракційного складу коренеплодів і умови нормального руху коренеплодів.

Згідно з положеннями [163, 164] відомо, що в будь-якому поперечному перерізі бункера та нормального руху коренеплодів швидкість витікання продукту ϑ (м/с) підкоряється закону сухого тертя (закону Кулона) та визначається за відомою формулою

$$\vartheta = \frac{G_{n.n}}{F_{z_i}(z_i)} = \frac{G_{n.n}}{F_{z_i}(x_{z_i}; y_{z_i})} = \frac{G_{n.n}}{F_{z_i}(a_{z_i}; b_{z_i})}, \quad (2.14)$$

де $G_{n.n}$ – об’ємний розхід коренеплодів, або результуючий об’ємний розхід зміни запасу матеріалу, м³/с;

$F_{z_i}(a_{z_i}; b_{z_i})$ – площа поперечного перерізу завантажувальної горловини бункера на висоті z_i , м².

Тоді поштучний об’ємний розхід коренеплодів $G_{n.n}$ (шт.м³/с), або результуючий об’ємний розхід зміни запасу матеріалу в завантажувальній горловині бункера шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів можна визначити з формули (2.4)

При цьому

$$G_{n.n} = G_z / \gamma_k t = \frac{\sum_{i=1}^3 [K_{1G_c} m_{k1} + K_{2G_c} m_{k2} + K_{3G_c} m_{k3}]}{\gamma_k t}, \quad (2.15)$$

або згідно з (2.7), (2.8)

$$G_{n.n} = \frac{\sum_{i=1}^3 \frac{\pi}{24} \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_k^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{t}. \quad (2.16)$$

Тоді згідно з (2.15), (2.16) та прийнятими умовами, швидкість витікання коренеплодів, або поштучна швидкість споживання коренеплодів $\mathcal{G}_{c.zi}$ (шт. м/с) із запасу згідно з (2.14) завантажувальної горловини визначається за формулою

$$\mathcal{G}_{c.zi} = \frac{\sum_{i=1}^3 [K_{1G_c} m_{k1} + K_{2G_c} m_{k2} + K_{3G_c} m_{k3}]}{[F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})] \gamma_k t}, \quad (2.17)$$

або

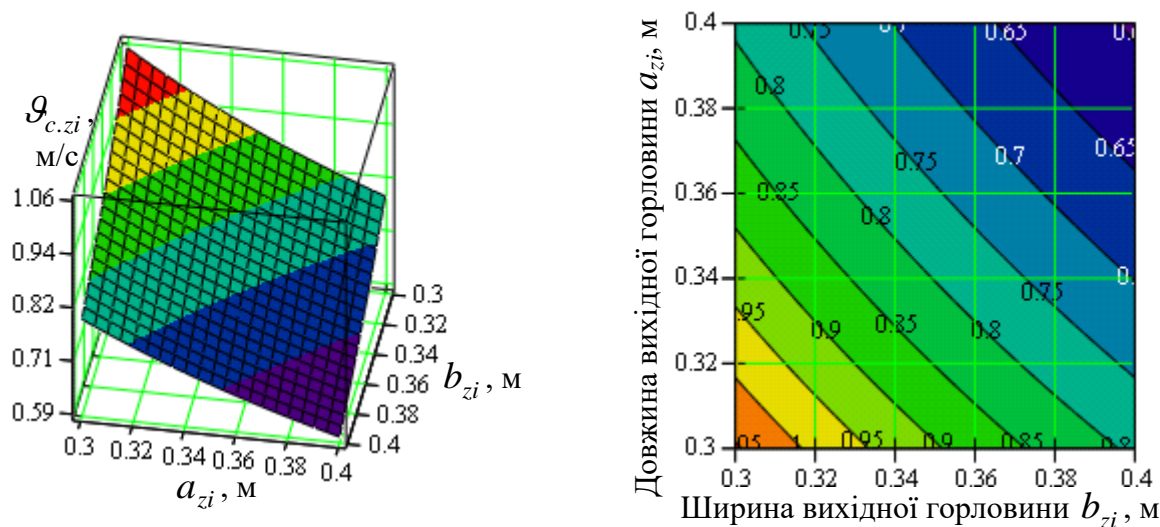
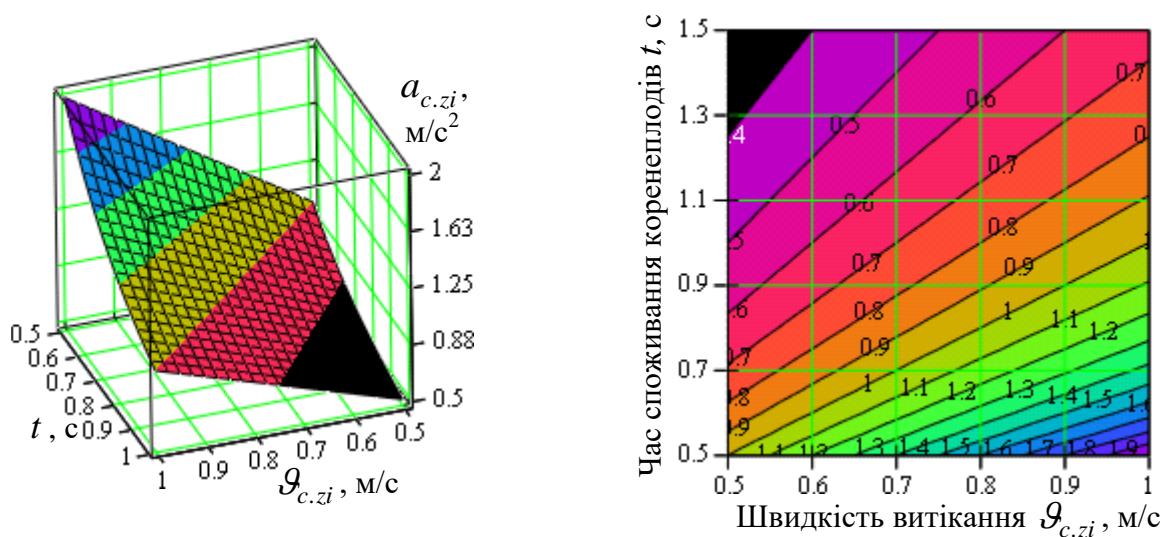
$$\mathcal{G}_{c.zi} = \frac{\pi}{24} \frac{\sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{[F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})] t}. \quad (2.18)$$

Тоді прискорення $a_{c.z}$ (шт. м/с²) поштучного споживання коренеплодів із запасу буде визначається за формулою

$$a_{c.zi} = \frac{d\mathcal{G}_{c.k}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi}{24} \frac{\sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{[F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})] t} \right). \quad (2.19)$$

Згідно з рис. 2.2 швидкість витікання коренеплодів, або поштучна швидкість споживання коренеплодів $\mathcal{G}_{c.zi}$ (шт. м/с) із запасу знаходиться у середніх межах від 0,6 до 1,06 м/с, прискорення $a_{c.zi}$ (шт. м/с²) поштучного споживання коренеплодів із запасу згідно з рис. 2.3 – у середніх межах від 0,5 до 2,0 м/с².

Поклавши в залежності (2.19) прискорення поштучного споживання коренеплодів із запасу через $a_{c.zi} = g$, де g – прискорення вільного падіння (м/с²) та виконавши диференціювання виразу (2.19), визначимо відношення між текучим залишковим поштучним (кількісним) запасом коренеплодів і прискоренням поштучного споживання коренеплодів із запасу (диференціальне рівняння поштучного споживання коренеплодів у відносному часі t) за умови, що поперечний переріз $F_{zi}(x_{zi}; y_{zi}) = F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})$, або

Рисунок 2.2. – Залежність $g_{c,zi} = f_g(a_{zi}; b_{zi})$ Рисунок 2.3. – Залежність $a_{c,zi} = f_a(g_{c,zi}; t)$

$$d \left(\frac{\pi \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{24\gamma_k [F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})] t} \right) = g dt. \quad (2.20)$$

Виконавши диференціювання виразу (2.20), отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{d \left\{ \frac{\pi \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{24\gamma_k [F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})] t} \right\}}{dt} = \\ & = g F_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) + \frac{dF_{iz}(a_{zi}; b_{zi})}{dt} \left\{ \frac{\pi \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{24t^2} \right\}^2 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Інтегрування диференціального рівняння (2.21) проведемо способом розділення перемінних.

$$\int \frac{\left\{ \frac{\pi}{24} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] \right\}}{F_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) t} dt =$$

$$= \int \left(\begin{aligned} & gF_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) + \frac{\frac{dF_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}{dt}}{[F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})]^2} \times \\ & \times \left\{ \frac{\pi}{24t^2} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] \right\}^2 \end{aligned} \right) dt \quad (2.22)$$

Рішення диференціального рівняння (2.22) згідно з положеннями [160] матиме вигляд

$$\frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] =$$

$$= F_{zi}(z_i) \sqrt{\frac{\frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}{F_{zi}'(a_{zi}; b_{zi})}} \times, \quad (2.23)$$

$$\times th^2 \left(\sqrt{-\frac{gF_{zi}'(a_{zi}; b_{zi})}{F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}} \right) \cdot t$$

де th – гіперболічний тангенс.

Або

$$d \left\{ \frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] \right\} =$$

$$\frac{dt}{dt} =$$

$$= gF_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) \times \quad (2.24)$$

$$\times \left\{ 1 - th^2 \sqrt{-\frac{\frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] F_{zi}'(a_{zi}; b_{zi})}{F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}} \cdot t \right\}$$

Якщо в формулах (2.23), (2.24) спрямувати час $t \rightarrow \infty$, або в формулі

$$(2.21) \text{ прийняти, що } d \left\{ \frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] \right\} / dt = 0, \text{ а}$$

отриману формулу помножити на об'ємну масу коренеплодів γ_k , тоді отримаємо граничне максимальне масове споживання коренеплодів із запасу бункера за час $t = 1$ с, або, відповідно, необхідне граничне максимальне масове секундне надходження коренеплодів $G_{c.z.max}$ (кг/с) до вихідної горловини бункера, або максимально можливе споживання коренеплодів за умови, що поперечний переріз $F_{zi}(x_{zi}; y_{zi}) = F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})$ є умовним миттєвим вихідним отвором, тобто

$$0 = g\gamma_k F_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) \left(\sqrt{-\frac{d \left(\frac{1}{F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})} \right) t}{dt}} \right) + \frac{dF'_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}{dt} \cdot 0 \cdot \left(\sqrt{-\frac{d \left(\frac{1}{F'_{zi}(a_{zi}; b_{zi})} \right) t}{dt}} \right), \quad (2.25)$$

або

$$G_{c.z.max} = \gamma_k F_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) \sqrt{-\frac{gF_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}{F'_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}}. \quad (2.26)$$

Згідно з [163, 164] площа поперечного перерізу $F_{zi}(a_{zi}; b_{zi})$ випускного миттєвого отвору вихідної горловини бункера буде визначається за формулою $F_{zi}(a_{zi}; b_{zi}) = b_{zi} 2r_{zi}$, де b_{zi} , r_{zi} – довжина та гідравлічний радіус отвору, м. При цьому $2r_{zi} = a_{zii} \leq b_{zi}$. Введемо коефіцієнт заповнення бункера k_3 .

Тоді залежність (2.26) матиме вигляд [153, 162, 163]

$$G_{c.z.max} \leq \gamma_k a_{zi} b_{zi} k_3 \left(\sqrt{-\frac{g a_{zi} b_{zi}}{F'_{zi}(a_{zi}; b_{zi})}} \right). \quad (2.27)$$

Аналогічно викладенню залежностей (2.14)-(2.27) та прийнятими умовами, швидкість витікання коренеплодів, або поштучна швидкість споживання коренеплодів $\mathcal{G}_{c.o}$ (шт. м/с) із запасу вихідної горловини у якої $F_{zi}(x_{zi}; y_{zi}) = F_o(a_o; b_o)$ визначається за формулою [153, 162]

$$g_{c.o} = \frac{\sum_{i=1}^3 [K_{1G_c} m_{k1} + K_{2G_c} m_{k2} + K_{3G_c} m_{k3}]}{[F_o(a_o; b_o)] \gamma_k t}, \quad (2.28)$$

або

$$g_{c.o} = \frac{\pi}{24} \frac{\sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\text{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{[F_o(a_o; b_o)] t}. \quad (2.29)$$

Тоді прискорення $a_{c.o}$ (шт. м/с²) поштучного споживання коренеплодів із запасу, або максимально можливе споживання коренеплодів за умови, що поперечний переріз $F_{zi}(x_{zi}; y_{zi}) = F_o(a_o; b_o)$ є вихідним отвором бункера визначається за формулою [153, 162]

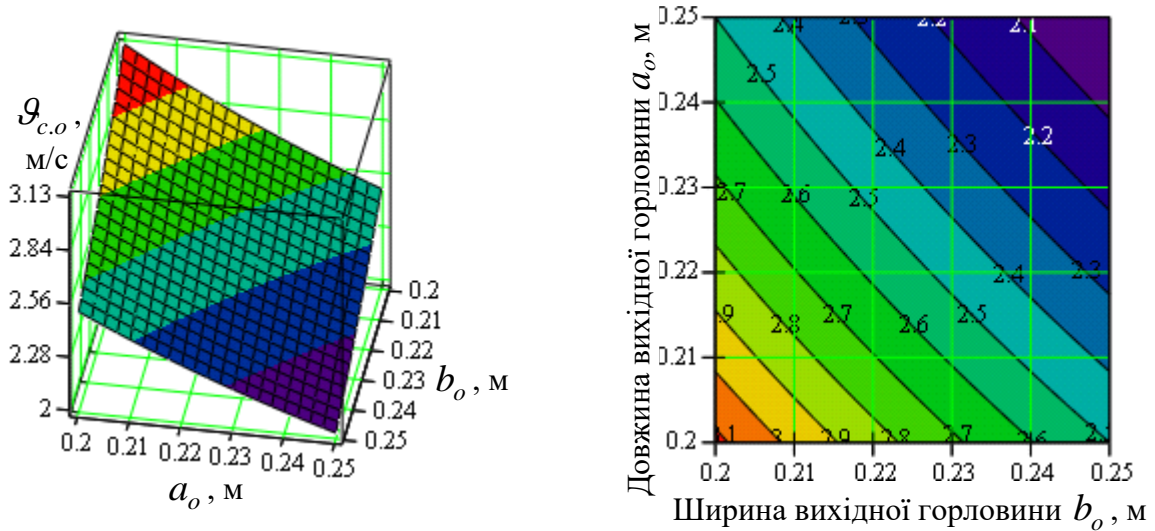


Рисунок 2.4. – Залежність $g_{c.o} = f_g(a_o; b_o)$

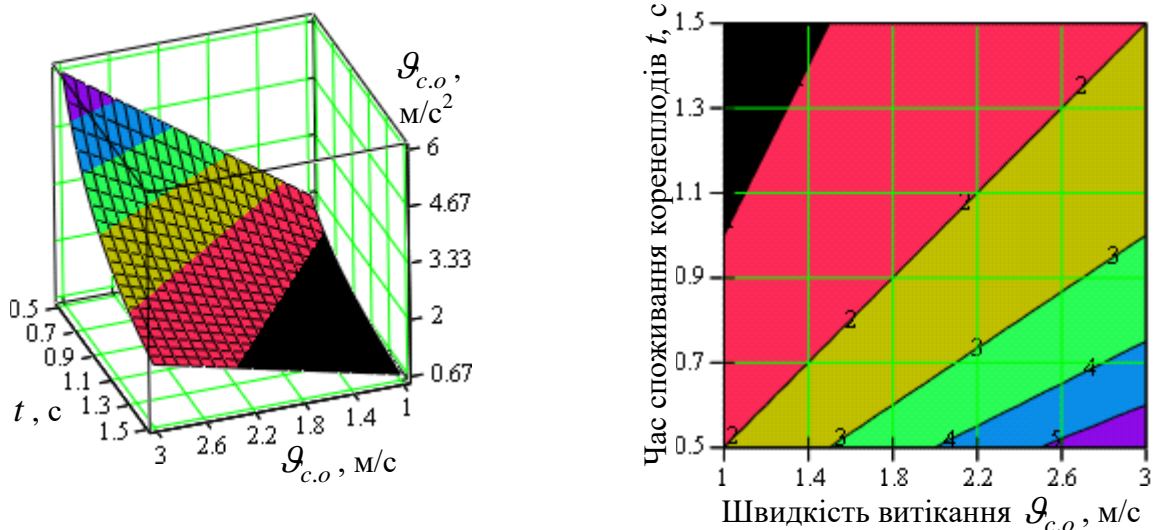


Рисунок 2.5. – Залежність $a_{c.o} = f_a(g_{c.o}; t)$

$$a_{c.o} = \frac{d\mathcal{G}_{c.k}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi}{24} \frac{\sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{[F_o(a_o; b_o)]t} \right). \quad (2.30)$$

Згідно з рис. 2.4 швидкість витікання коренеплодів, або поштучна швидкість споживання коренеплодів $\mathcal{G}_{c.o}$ (шт. м/с) із запасу знаходиться у середніх межах від 2,0 до 3,0 м/с, прискорення $a_{c.o}$ (шт. м/с²) поштучного споживання коренеплодів із запасу згідно з рис. 2.5 – у середніх межах від 0,6 до 6,0 м/с².

Також можна записати, що

$$\begin{aligned} & \frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] = \\ & = F_o(z) \sqrt{\frac{\frac{\pi}{24t} \sum_{i=1}^3 \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_{k3}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right] F_o(a_o; b_o)}{F'_z(a_z; b_z)}}} \times, \quad (2.31) \\ & \times th^2 \left(\sqrt{\frac{gF'_o(a_o; b_o)}{F_o(a_o; b_o)}} \right) \cdot tk_3 \end{aligned}$$

Тоді необхідне граничне максимальне масове секундне надходження коренеплодів $G_{c.o.max}$ (кг/с) до шнека, або максимально можливе споживання коренеплодів за умови, що поперечний переріз $F_{zi}(x_{zi}; y_{zi}) = F_o(a_o; b_o)$ є вихідним отвором вихідної горловини бункера аналогічно (2.27) визначається за формулою [153, 162, 163]

$$G_{c.o.max} \leq \gamma_k F_o(a_o; b_o) k_3 \sqrt{\frac{gF'_o(a_o; b_o)}{F'_o(a_o; b_o)}} = \gamma_k a_o b_o k_3 \sqrt{\frac{g a_o b_o}{F'_o(a_o; b_o)}}. \quad (2.32)$$

При цьому раціональне протікання технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача можливе за умови, коли секундне надходження коренеплодів $G_{c.o.max}$ до шнека буде менше або рівне продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів,

тобто для визначення дійсної кількості дискретних коренеплодів, які виходять з вихідної горловини до шнека достатньо знайти найменший мінімум функції (2.32) або найменше значення функції $G_{c.o} = f(z)$ в інтервалі $0 < z \leq h_b$. Під час дослідження, як правило, розглядають функцію $u = (G_{c.o})^2 = \varphi(z)$ [164].

Прирівнюючи похідну функції $u = (G_{c.o})^2 = \varphi(z)$ до нуля або $u' = (G'_{c.o})^2 = \varphi'(z) = 0$, отримаємо диференціальне рівняння, яке описує поверхню бункера максимального надходження коренеплодів до шнека

$$F_{z,u}(a_{z,u}; b_{z,u}) F''_{z,u}(a_{z,u}; b_{z,u}) = 3[F'_{z,u}(a_{z,u}; b_{z,u})]^2. \quad (2.33)$$

Після інтегрування рівняння (2.33) за початкових умов $F_{z,u}(0) = F_u(a_u; b_u)$, $F'_{z,u}(0) = F'_u(a_u; b_u)$, отримаємо відношення між площами і абсцисами поперечних січень бункера, які характеризують максимальні витрати коренеплодів із нього

$$F_{z,u}(a_{z,u}; b_{z,u}) = F_u(a_u; b_u) \left(\sqrt{\frac{F_u(a_u; b_u)}{F_u(a_u; b_u) - 2F'_u(a_u; b_u)z}} \right), \quad (2.34)$$

при цьому згідно з формулою (2.32) маємо

$$G_{c.u.max} = \gamma_k F_u(a_u; b_u) k_3 \sqrt{-\frac{gF_u(a_u; b_u)}{F'_u(a_u; b_u)}}. \quad (2.35)$$

Вирішивши формулу (2.35) відносно $F'_u(a_u; b_u)$ та підставивши значення $F'_u(a_u; b_u)$ у залежність (2.34), отримаємо функціональну залежність між площею $F_u(a_u; b_u)$ і ординатою z при заданій максимально можливій масовій кількості коренеплодів, які виходять з вихідної горловини, або споживання із запасу та площі січення вихідної горловини бункера

$$F_{z,u}(a_{z,u}; b_{z,u}) = \frac{\gamma_k F_u(a_u; b_u) k_3}{\sqrt{b_u - \frac{2g[F_u(a_u; b_u)]^2 z}{G_{c.o.max}^2}}}, \quad (2.36)$$

де $F_u(a_u; b_u) = 2a_u b_u$, a_u – половина ширини отвору вихідної горловини, м; b_u – довжина отвору вихідної горловини, м.

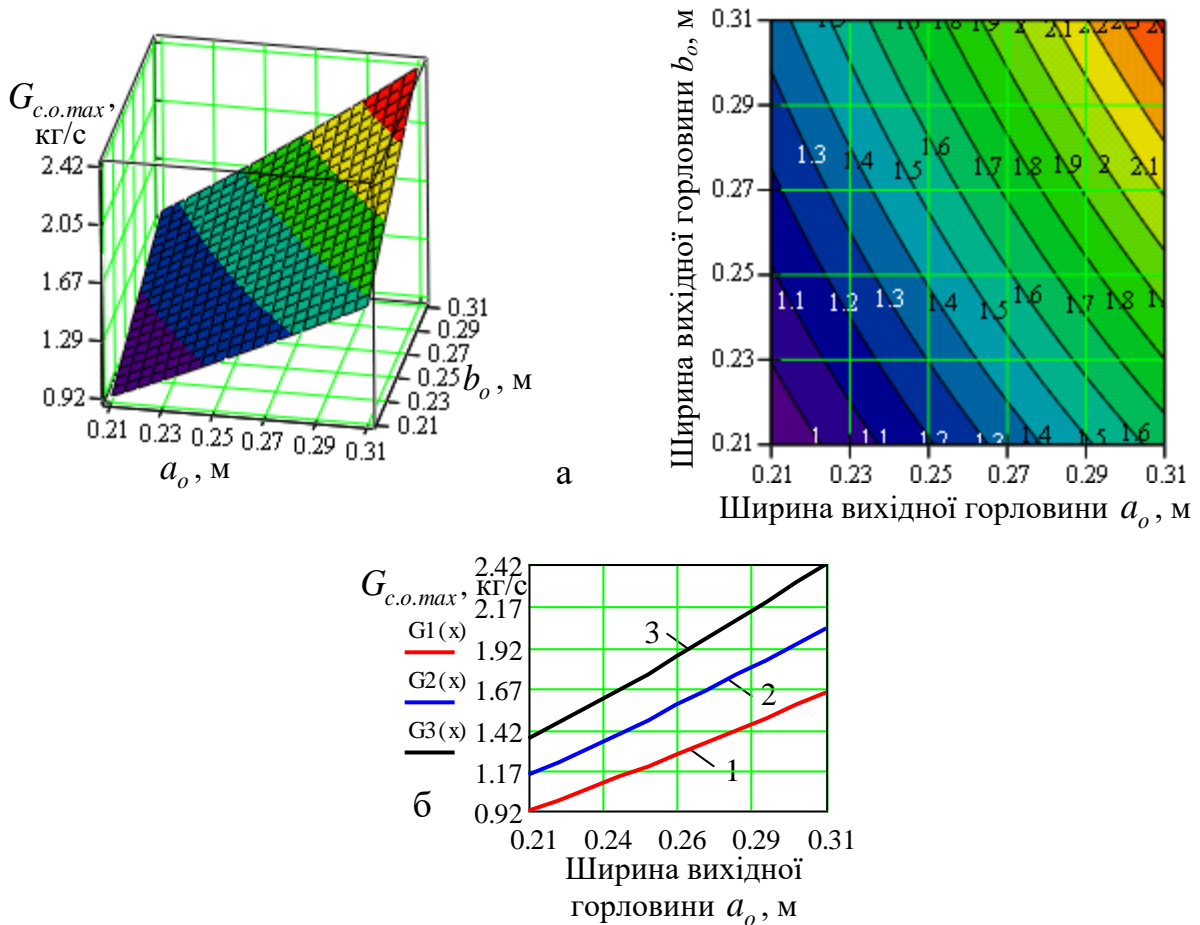


Рисунок 2.6 – Залежність зміни споживання коренеплодів з запасу як функція: а – $G_{c.o.max} = f(a_o; b_o)$; б – $G_{c.o.max} = f(a_o)$; 1, 2, 3 – відповідно, $b_o = 0,21; 0,26; 0,31$ м.

Якщо покласти, що $F_u(a_u; b_u) = F_o(a_o; b_o)_o$, тоді згідно з (2.35), (2.36) маємо:

$$G_{c.o.max} = \gamma_k F_o(a_o; b_o) k_3 \left(\sqrt{-\frac{g F_o(a_o; b_o)}{F_o'(a_o; b_o)}} \right); \quad F_o(a_o; b_o) = \frac{\gamma_k F_o(a_o; b_o) k_3}{\sqrt{b_o - \frac{2g [F_o(a_o; b_o)]^2 x_o}{G_{c.o.max}^2}}}, \quad (2.37)$$

або

$$G_{c.o.max} = 2\gamma_k b_o x_o k_3 \left(\sqrt{-\frac{g x_o}{x_o'}} \right). \quad (2.38)$$

Якщо покласти, що $x_o = 0,5a_o$, а $x_o' = 0,5(a_o)' = (0,5h_3 \text{ctg} \alpha_3)' = -0,5 \text{tg} \alpha_3$, тоді згідно з формулою (2.38) максимальне секундне надходження коренеплодів вихідної горловини бункера до шнека з урахуванням коефіцієнта заповнення бункера k_3 , або максимальне споживання коренеплодів $G_{c.o.max}$ із запасу визначається за формулою

$$G_{c.o.max} = \gamma_k b_0 a_o k_3 \left(\sqrt{\frac{g a_o}{tg \alpha_3}} \right). \quad (2.39)$$

На рис. 2.6а наведено залежності зміни максимального споживання коренеплодів $G_{c.o.max}$ із запасу як функція $G_{c.o.max} = f(a_o; b_o)$, на рис. 2.6б – як функція $G_{c.o.max} = f(a_o)$.

Згідно з рис. 2.6 значення максимального секундного надходження коренеплодів через вихідну горловину бункера до шнека, або максимальне споживання коренеплодів $G_{c.o.max}$ із запасу бункера знаходиться у діапазоні від 0,9 до 2,4 кг/с.

Отримана залежність (2.39) можуть бути застосовані для проведення теоретичного аналізу розрахункової продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів і обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів його робочих органів

2.2. Теоретичний аналіз процесу взаємодії коренеплоду з витком шнека та подрібнення коренеплодів

З метою формалізації процесу завантаження і надходження коренеплодів до шнека та обґрунтування раціональних параметрів бункера розглянемо функціональну схему технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача, яку наведено на рис. 2.1.

Транспортними вузлами бункера є завантажувальна горловина 2, яка переходить у вихідну горловину 3. Коренеплоди 1 навантажувальним пристроєм через завантажувальну горловину надходять в бункер, а потім через верхній і нижній отвір вихідної горловини переміщуються в робочий міжвитковий простір, утворений кожухом 6 та шнеком 4, де за рахунок обертання Г-подібних ножів-подрібнювачів 8 (рис. 1.12) і спіральних витків 7 відбувається одночасне подрібнення та транспортування коренеплодів до вивантажувальної частини 9.

При цьому, на початковій стадії завантаження завантажувальної горловини бункера коренеплодами та часткового переміщення одиночного коренеплоду до спірального витка шнека відбувається контактна ударна взаємодія одиночного коренеплоду 1 (рис. 2.7) з торцевою поверхнею спірального витка 2 шнека 3, після якої коренеплід відбивається від поверхні витка та рухається вгору, що порушує прийнятий нормальний закон руху коренеплодів у бункері.

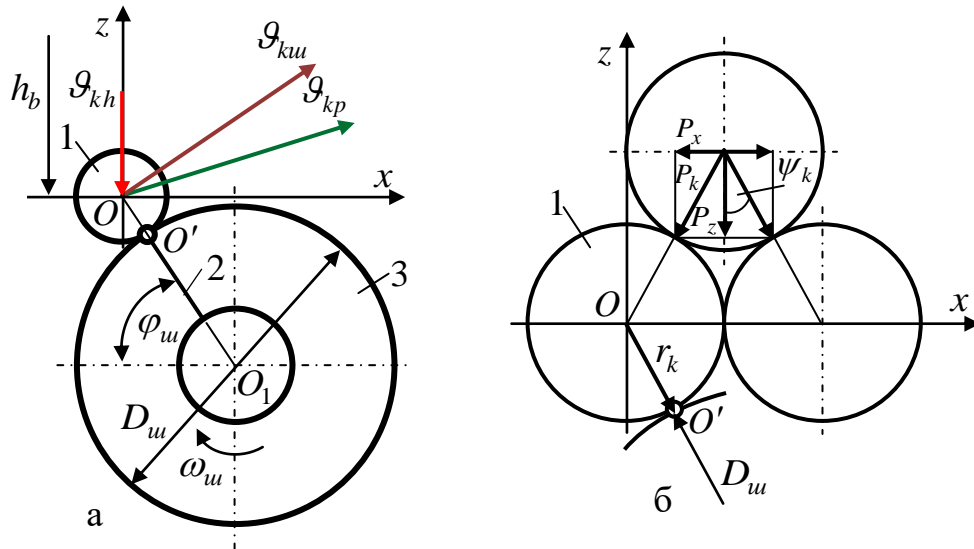


Рисунок 2.7 – Схема для розрахунку: а – контактної взаємодії коренеплоду з витком шнека; б – розміщення коренеплодів у бункері; 1 – коренеплід; 2 – виток шнека; 3 – шнек.

Для усунення цього небажаного явища необхідна умова за якої б одиночний коренеплід після контактної ударної взаємодії не відбивався від поверхні витка шнека.

Тому на першому етапі проектування та розрахунку параметрів робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача необхідно визначити сумарну силу тиску коренеплодів під час їх переміщення із бункера до витка шнека. При цьому сумарна сила тиску коренеплоду на виток шнека повинна бути більшою, або рівною силі контакту, яка виникає в процесі контактної ударної взаємодії коренеплоду з робочою поверхнею витка, який обертається з кутовою швидкістю, тобто, $\sum P_k \geq F_k$, де $\sum P_k$ – сумарна сила тиску коренеплоду на виток шнека, Н; F_k – сила контакту, яка діє на коренеплід у процесі його взаємодії з витком шнека, Н.

Для проведення аналізу процесу контактної взаємодії коренеплоду з витком шнека розглянемо розрахункову схему, яку наведено на рис. 2.7.

Нехай коренеплід 1 (рис. 2.7) приведеною масою m_k з висоти завантажувального бункера h_b співударяється з торцевою поверхнею спірального витка 2 шнека 3 у точці контакту O' із швидкістю вільного падіння $\mathcal{G}_{kh} = \sqrt{2gh_b}$, який обертається з кутовою швидкістю ω_{uu} . При цьому маса шнека M_{uu} набагато більше за масу коренеплоду m_k , тобто $M_{uu} \gg m_k$. Елемент витка шнека взаємодіє на тіло коренеплоду з абсолютною швидкістю \mathcal{G}_{uu} . У кінці удару коренеплід змінює векторний напрямок і рухається від торця поверхні спірального витка шнека з результуючою швидкістю \mathcal{G}_{kp} .

При цьому прийmemo певні обмеження та припущення: явище контактного удару є стрибкоподібним процесом, тривалість якого безкінцево мала; тіло коренеплоду не є пружним, а при ударі не пружних тіл відбувається втрата кінетичної енергії, яка дорівнює $\Delta K = (1+k^2)(V_{kp})^2 \frac{m_k M_{uu}}{2(m_k + M_{uu})}$, де k – коефіцієнт відновлення, при цьому $k=0$ [165]. Тоді приймаємо, що відношення $\frac{m_k M_{uu}}{m_k + M_{uu}} \cong 1$, а швидкість після контактної взаємодії змінюється тільки у коренеплоду, а векторна міра кількості руху коренеплоду \vec{S}_k (кг·м/с), або імпульс сили контакту $F_k t_k$ при співударі коренеплоду з витком шнека визначається за залежністю [166], яку записано у векторній формі

$$\vec{S}_k = m_k (\vec{\mathcal{G}}_{kp} - \vec{\mathcal{G}}_{kh}) = m_k \Delta \vec{\mathcal{G}}_k, \quad (2.40)$$

де \mathcal{G}_{kp} , \mathcal{G}_{kh} , $\Delta \mathcal{G}_k$ – відповідно, швидкість коренеплоду після удару, до удару та результуюча швидкість співудару коренеплоду з витком шнека, м/с.

Тоді можна записати, що:

$$S_k = m_k \mathcal{G}_{kp} - m_k \mathcal{G}_{kh} = \int_0^{t_k} F_k dt_k = m_k \Delta \mathcal{G}_k; \quad (2.41)$$

$$\sum P_k \leq m_k \frac{d(\Delta g_k)}{dt_k} \leq F_k, \quad (2.42)$$

де t_k – час від початку і до закінчення контактної взаємодії коренеплоду, с.

На основі теореми Лагранжа-Дирихле про мінімум потенційної енергії можна прийняти припущення, що під час взаємодії витка шнека на коренеплоди 1 (рис. 2.6а) нижнього шару останні розташовуються в завантажувальній та вихідній горловині бункера так, що їх можна розділити на ряди (рис. 2.7б), при цьому поздовжня вісь кожного коренеплоду перпендикулярна поздовжній осі шнека, а кожний коренеплід верхнього шару опирається на коренеплід нижнього ряду трьома точками. Більша частина тиску сприймається двома коренеплодами, які знаходяться під широкою (поздовжньою) частиною кореня, а менша частина – третім коренеплодом, тобто один коренеплід опирається на три коренеплоди.

На основі аналізу, реакції в відповідних точках (у точці контакту головок R_{1k} (Н) коренеплодів і в точці контакту хвостових частин R_{2k} (Н) коренеплодів) визначаються за формулами [167, 168]:

$$R_{1k} = m_{1k} g l_{1k} / L_{1k}; \quad R_{2k} = m_{2k} g (1 - l_{2k} / L_{2k}), \quad (2.43)$$

де m_{1k} , m_{2k} – маса 1-го та 2-го коренеплоду, кг;

l_{1k} , l_{2k} – відстань від головки 1-го та 2-го коренеплоду до центра мас відповідного коренеплоду, м;

L_{1k} , L_{2k} – довжина 1-го та 2-го коренеплоду, м.

Оскільки коренеплід широкою частиною опирається на два нижні корені, тоді тиск P_k (Н), який приходить на кожний коренеплід дорівнює

$$P_k = \frac{R_{2k}}{2 \cos \psi_k} = \frac{V_{2k} \gamma_k g (1 - l_{2k} / L_{2k})}{2 \cos \psi_k}, \quad (2.44)$$

де V_{2k} – об'єм 2-го коренеплоду, м³;

ψ_k – кут між лінією, яка з'єднує центри коренеплодів і вертикаллю, град.

Або згідно з (2.8) маємо

$$P_k = \frac{\pi D_{2k}^3 \gamma_k g (1 - l_{2k} / L_{2k})}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_{2k}) \cos \psi_k}, \quad (2.45)$$

де D_{2k} – діаметр 2-го коренеплоду, м³;

α_{2k} – кут конуса росту 2-го коренеплоду, град.

Відповідно до прийнятої схеми завантаження коренеплодів у бункері та відповідної передачі сили тиску згідно прийнятої схеми завантаження коренеплодів, на кожний коренеплід наступного нижнього ряду, починаючи з другого, тисне також і хвостова частина кореня.

Тому сумарна сила тиску P_k (Н) на кожний коренеплід буде дорівнювати

$$P_k = \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} = \frac{\gamma_k g}{2 \cos \psi_k} \left(\frac{V_{1k} l_{1k}}{L_{1k}} + \frac{V_{2k} (L_{2k} - l_{2k})}{L_{2k}} \right), \quad (2.46)$$

або

$$P_k = \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} = \frac{\pi \gamma_k g}{48 \cos \psi_k} \left(\frac{D_{1k}^3 l_{1k}}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{1k}) L_{1k}} + \frac{D_{2k}^3 (L_{2k} - l_{2k})}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{2k}) L_{2k}} \right). \quad (2.47)$$

Розкладемо сумарну силу тиску P_k , яка діє на кожний коренеплід на вертикальну та горизонтальну складову

$$\left. \begin{aligned} P_{zk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \cos \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g}{48} \left(\frac{D_{1k}^3 l_{1k}}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{1k}) L_{1k}} + \frac{D_{2k}^3 (L_{2k} - l_{2k})}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{2k}) L_{2k}} \right); \\ P_{xk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \sin \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g}{48} \operatorname{tg} \psi_k \left(\frac{D_{1k}^3 l_{1k}}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{1k}) L_{1k}} + \frac{D_{2k}^3 (L_{2k} - l_{2k})}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{2k}) L_{2k}} \right) \end{aligned} \right\}. \quad (2.48)$$

Якщо прийняти припущення, що в бункер завантажуються коренеплоди однієї розмірно-масової фракції для якої діаметр, довжина, кут конуса росту коренеплоду і відстань від головки коренеплоду до його центра мас дорівнюють, відповідно, D_k , L_k , α_k і l_k , тоді рівняння (2.48) значно спрощується, при цьому боковий тиск $(R_{1k} + R_{2k}) / 2 \cos \psi_k$ передається тільки у вертикальній площині

$$\left. \begin{aligned} P_{zk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \cos \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g}{48} \left(\frac{D_k^3 l_k}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_k) L_k} + \frac{D_k^3 (L_k - l_k)}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_k) L_k} \right); \\ P_{xk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \sin \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g}{48} \operatorname{tg} \psi_k \left(\frac{D_k^3 l_k}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_k) L_k} + \frac{D_k^3 (L_k - l_k)}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_k) L_k} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (2.49)$$

або

$$\left. \begin{aligned} P_{zk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \cos \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g D_k^3}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)}; \\ P_{xk} &= \frac{R_{1k} + R_{2k}}{2 \cos \psi_k} \sin \psi_k = \frac{\pi \gamma_k g D_k^3 \operatorname{tg} \psi_k}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \end{aligned} \right\}. \quad (2.50)$$

При цьому зміна приросту сумарної сили тиску P_{ck} на нижній коренеплід відносно кількості рядів у горизонтальній і вертикальній площині є такою: на кожний коренеплід 2-го ряду діє сила сумарного тиску $2 P_{ck}$; на коренеплід 3-го ряду – $3 P_{ck}$ і так далі.

Тоді сумарні сили бокового та вертикального тиску, які виникають у кожному ряду коренеплодів дорівнюють, відповідно: P_{xk} , P_{zk} ; $2 P_{xk}$, $2 P_{zk}$; $3 P_{xk}$, $3 P_{zk}$ і так далі.

Тоді для кількості рядів k_{pk} коренеплодів, які завантажуються у бункер за прийнятою схемою сумарна вертикальна складова $\sum P_{zk}$ (Н) сумарної сили тиску P_k на спіральний виток шнека згідно з (2.48) і (2.49) буде дорівнювати

$$\sum P_{zk} = \frac{\pi \gamma_k g D_k^3}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \left(k_{pk} - \frac{l_k}{L_k} \right). \quad (2.51)$$

За початкових умов $\alpha_k = \pi/6$, $l_k = 0,15$ м, $L_k = 0,2$ м, $\gamma_k = 550$ кг/м³ [157] побудовано залежність зміни сумарної вертикальної сили $\sum P_{zk}$ тиску коренеплоду згідно з функцією $\sum P_{zk} = f(D_k; k_{pk})$, рис. 2.8.

Встановлено (рис. 2.8), що вертикальна сила $\sum P_{zk}$ тиску коренеплоду на виток шнека змінюється від 1,2 до 18,9 Н залежно від діаметра та кількості рядів завантажених коренеплодів у бункер шнекового транспортера-подрібнювача.

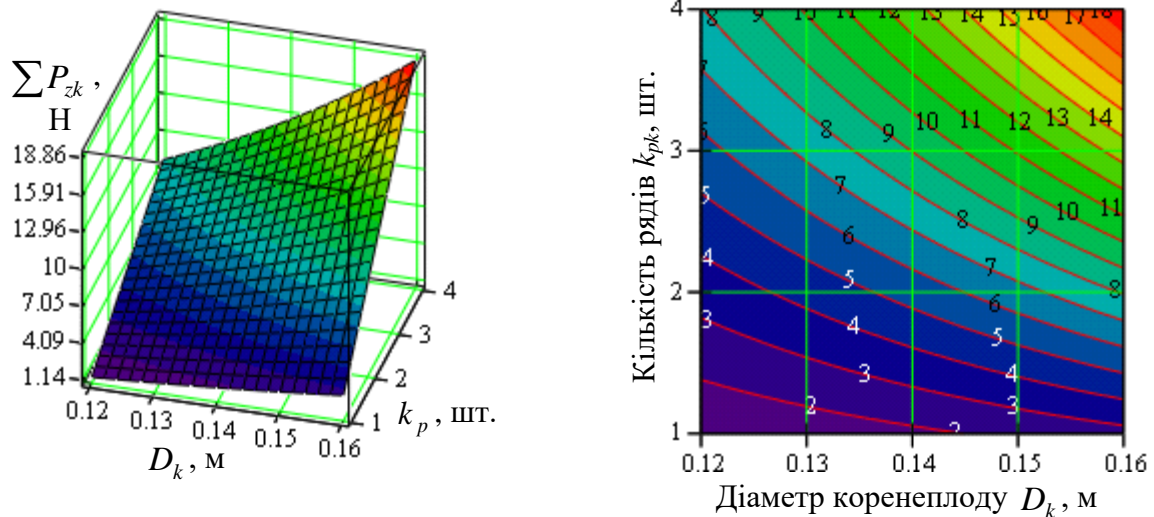


Рисунок 2.8 – Залежність зміни сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду як функція $\sum P_{zk} = f(D_k; k_{kp})$.

Запишемо рівняння (2.51) у вигляді

$$\sum P_{zk} = \frac{\pi \gamma_k g D_k^2}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \left(D_k k_{pk} - \frac{D_k l_k}{L_k} \right). \quad (2.52)$$

Якщо у рівнянні (2.52) прийняти, що добуток складових $D_k k_{pk}$ відповідає висоті бункера h_b , тобто $D_k k_{pk} = h_b$, що рівнозначно значенню висоти падіння коренеплоду, тоді рівняння (2.52) набуде вигляду

$$\sum P_{zk} = \frac{\pi \gamma_k g D_k^2}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \left(h_b - \frac{D_k l_k}{L_k} \right). \quad (2.53)$$

Тоді, враховуючи (2.42) і (2.53) можна записати умову, коли у процесі контактної взаємодії коренеплоду з витком шнека він не буде відбиватися від торцевої поверхні витка шнека, тобто

$$\frac{\pi \gamma_k g D_k^2}{48 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \left(h_b - \frac{D_k l_k}{L_k} \right) \leq \frac{\pi D_k^3 \gamma_k}{24 \operatorname{tg}(0,5\alpha_k)} \frac{d(\Delta \vartheta_k)}{dt_k}. \quad (2.54)$$

При цьому складова лівої частини нерівності (2.54), яку позначено буквеним індексом h_b характеризує мінімальне значення висоти $h_{b,\min}$ бункера, за якої коренеплід нижнього ряду не буде відбиватися від торцевої поверхні витка шнека під час його контактної взаємодії з коренеплодом нижнього ряду.

З рівняння (2.53) та нерівності (2.54) визначимо мінімальне значення висоти $h_{b.min}$ бункера

$$\left. \begin{aligned} \sum P_{zk} &= \frac{\pi\gamma_k g D_k^2}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(h_b - \frac{D_k l_k}{L_k} \right); \\ \frac{\pi\gamma_k g D_k^2}{48tg(0,5\alpha_k)} h_b &\leq \frac{\pi D_k^3 \gamma_k}{24tg(0,5\alpha_k)} \frac{d(\Delta g_k)}{dt_k} + \frac{\pi\gamma_k g D_k^3 l_k}{48tg(0,5\alpha_k) L_k} \end{aligned} \right\}, \quad (2.55)$$

або

$$\left. \begin{aligned} h_{b.min} &= \frac{\sum P_{zk} 48tg(0,5\alpha_k)}{\pi\gamma_k g D_k^2} + \frac{D_k l_k}{L_k}; \\ h_{b.min} &\leq D_k \left(\frac{2}{g} \frac{d(\Delta g_k)}{dt_k} + \frac{l_k}{L_k} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (2.56)$$

За початкових умов $\alpha_k = \pi/6$, $l_k = 0,15$ м, $L_k = 0,2$ м, $\gamma_k = 550$ кг/м³ [157] побудовано залежність зміни мінімальне значення висоти $h_{b.min}$ бункера згідно з функцією $h_{b.min} = f(D_k; \sum P_{zk})$, рис. 2.9.

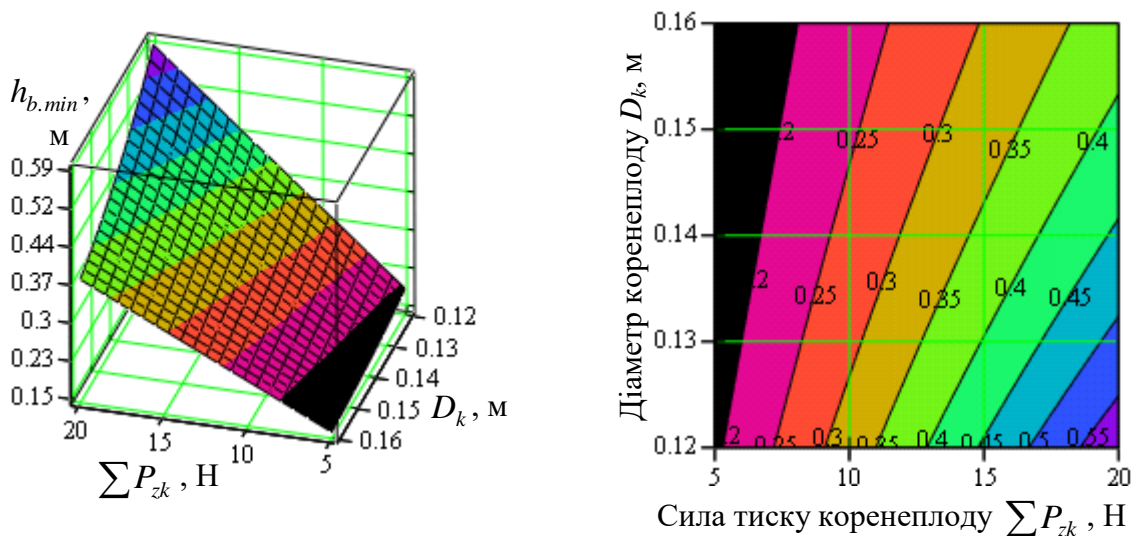


Рисунок 2.9 – Залежність зміни висоти бункера

як функція $h_{b.min} = f(D_k; \sum P_{zk})$.

Встановлено (рис. 2.9), що мінімальна висота бункера $h_{b.min}$ шнекового транспортера-подрібнювача повинна знаходитися у діапазоні від 0,15 до 0,6 м залежно від зміни діаметра коренеплодів у межах $0,12 \leq D_k \leq 0,16$ м і сумарної вертикальної сили тиску у межах $5 \leq \sum P_{zk} \leq 20$ Н.

Зважаючи на те, що на виток шнека діє тільки сумарна вертикальна сила тиску коренеплоду, процес контактної взаємодії коренеплоду з торцем витка шнека розглянемо тільки у вертикальній площині Oxz , рис. 2.6а.

Векторне значення проєкцій складових швидкостей (2.41) на вісь Oz визначимо згідно з рис. 2.10.

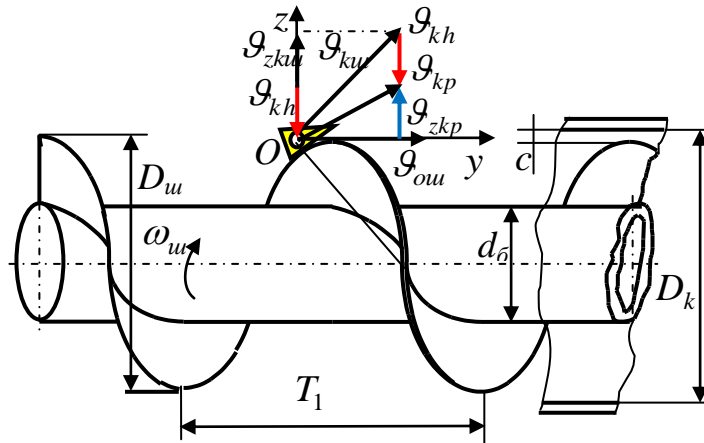


Рисунок 2.9 – Схема до визначення швидкостей співудару коренеплоду.

При цьому:

$$\left. \begin{aligned} \bar{g}_{zku} &= \bar{g}_{ku} \cos \varphi_u; \quad \bar{g}_{kp} = (\bar{g}_{zku} - \bar{g}_{kh}) \cos \varphi_u = (\bar{g}_{ku} \cos \varphi_u - \bar{g}_{kh}) \cos \varphi_u; \\ \Delta \bar{g}_k &= \bar{g}_{kp} - \bar{g}_{kh} = (\bar{g}_{ku} \cos \varphi_u - \bar{g}_{kh}) \cos \varphi_u - \bar{g}_{kh} \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

де \bar{g}_{ku} , \bar{g}_{zku} – відповідно, колова швидкість витка шнека та проєкція колової швидкості витка шнека на вісь Oz , м/с;

φ_u – кут повороту витка шнека, рад.;

$$\bar{g}_{zku} = 0,5 \omega_u D_u \cos \varphi_u = 0,5 D_u \frac{d\varphi_u}{dt} \cos \varphi_u, \quad (2.58)$$

де ω_u , D_u – кутова швидкість (рад/с) і діаметр (м) шнека.

Крім того, згідно з (2.56), (2.57) і (2.58) маємо:

$$\Delta \bar{g}_k = (0,5 D_u (d\omega_u / dt_k) \cos \varphi_u - \sqrt{2gh_b}) \cos \varphi_u - \sqrt{2gh_b}; \quad (2.59)$$

$$h_{b.min} \leq D_k \left(\frac{(D_u (d\omega_u / dt_k) \cos^2 \varphi_u - \sqrt{2gh_b})(2 \cos \varphi_u + 1)}{gt_k} + \frac{l_k}{L_k} \right). \quad (2.60)$$

У рівнянні (2.60) висоту бункера h_b замінимо добутком $h_b = D_k k_{pk}$

$$h_{b.min} \leq D_k \left(\frac{(D_{uu} (d\omega_{uu} / dt_k) \cos^2 \varphi_{uu} - \sqrt{2gD_k k_{pk}})(2 \cos \varphi_{uu} + 1)}{gt_k} + \frac{l_k}{L_k} \right). \quad (2.61)$$

З рівняння (2.61) визначимо час від початку і до закінчення контактної взаємодії коренеплоду, або час контактної взаємодії t_k

$$t_k \leq \frac{D_k L_k (D_{uu} (d\omega_{uu} / dt_k) \cos^2 \varphi_{uu} - \sqrt{2gD_k k_{pk}})(2 \cos \varphi_{uu} + 1)}{g(h_{b.min} L_k - D_k l_k)}. \quad (2.62)$$

Виразивши складову кутової швидкості шнека $d\varphi_{uu} / dt$ через частоту обертання шнека, при цьому $d\varphi_{uu} / dt = \omega_{uu} = \pi n_{uu} / 30$, де n_{uu} – частота обертання шнека (об/хв), отримаємо

$$t_k \leq \frac{D_k L_k (D_{uu} \pi n_{uu} \cos^2 \varphi_{uu} - 30 \sqrt{2gD_k k_{pk}})(2 \cos \varphi_{uu} + 1)}{30g(h_{b.min} L_k - D_k l_k)}. \quad (2.63)$$

Згідно з графічними залежностями рис. 2.10, які побудовано згідно з (2.63) встановлено, що за зміни частоти обертання шнека n_k від 90 до 210 об/хв час контактної взаємодії коренеплоду з торцем витка шнека знаходиться у діапазоні: за діаметра шнека $D_{uu} = 0,2$ м – від 0,05 до 0,21 с; за діаметра шнека $D_{uu} = 0,25$ м – від 0,09 до 0,29 с; за діаметра шнека $D_{uu} = 0,3$ м – від 0,12 до 0,37 с.

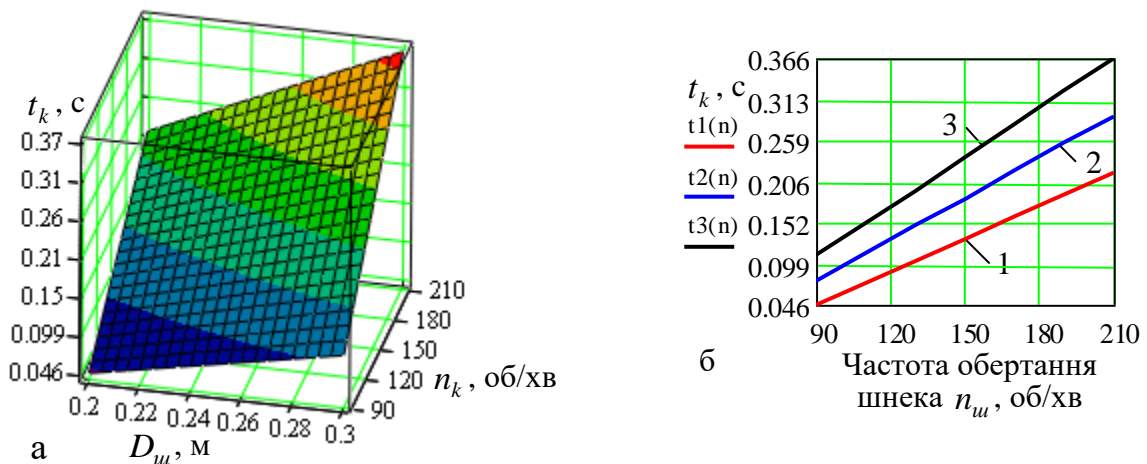


Рисунок 2.10 – Залежність зміни часу контактної взаємодії коренеплоду з торцем витка шнека як функція: а – $t_k = f_t(D_{uu}; n_k)$; б – $t_k = f_t(n_k)$:

1, 2, 3 – відповідно, $D_{uu} = 0,2; 0,25; 0,3$ м.

Тоді згідно з (2.40), (2.41), (2.59) і (2.62) маємо

$$\left. \begin{aligned} S_{zP_k} &= \frac{\pi\gamma_k g D_k^2 t_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(h_b - \frac{D_k l_k}{L_k} \right); \\ S_{z(\Delta\theta)} &= \frac{\pi D_k^3 \gamma_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(D_{uu} (d\omega_{uu} / dt_k) \cos \varphi_{uu} - 2\sqrt{2gh_b} \right) \cos \varphi_{uu} - \sqrt{2gh_b} \end{aligned} \right\}, \quad (2.64)$$

де S_{zP_k} , S_{zF_k} – імпульс, відповідно, сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека та сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека, кг м/с.

Або згідно з умовою $S_{zP_k} \geq S_{zF_k}$ та (2.64), отримаємо нерівність

$$\frac{\pi\gamma_k g D_k^3 t_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(k_{pk} - \frac{l_k}{L_k} \right) \geq \frac{\pi D_k^3 \gamma_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(D_{uu} \omega_{uu} \cos^2 \varphi_{uu} - \sqrt{2gD_k k_{pk}} \right) (2 \cos \varphi_{uu} + 1), \quad (2.65)$$

або

$$\frac{\pi\gamma_k g D_k^3 t_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(k_{pk} - \frac{l_k}{L_k} \right) \geq \frac{\pi D_k^3 \gamma_k}{48tg(0,5\alpha_k)} \left(D_{uu} \frac{\pi n_{uu}}{30} \cos^2 \varphi_{uu} - \sqrt{2gD_k k_{pk}} \right) (2 \cos \varphi_{uu} + 1). \quad (2.66)$$

На рис. 2.11 і рис. 2.12 наведено функціональні залежності зміни, відповідно, імпульсу сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека як функція $S_{zP_k} = f_S(D_k; t_k)$ та імпульсу сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека як функція $S_{zF_k} = f_S(D_{uu}; n_{uu})$.

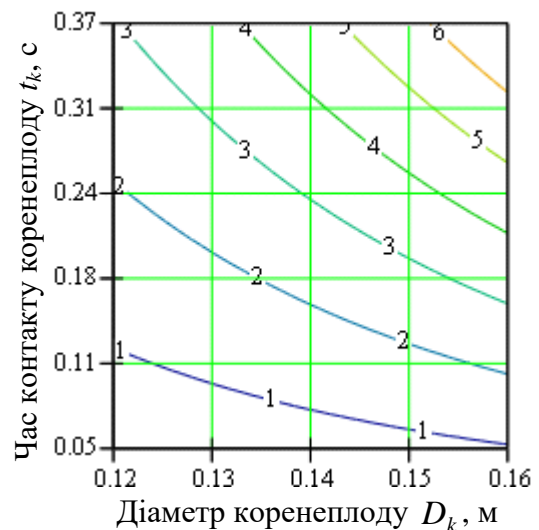
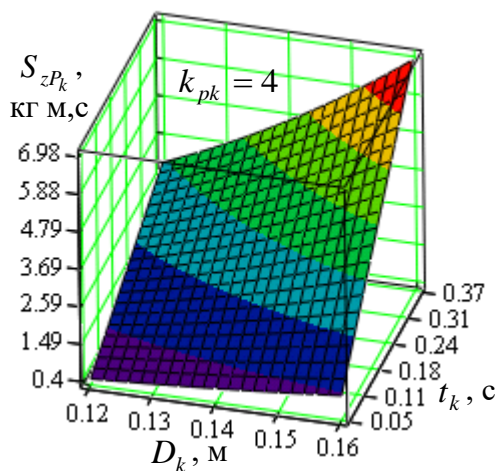


Рисунок 2.11 – Залежність зміни імпульсу сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека як функція $S_{zP_k} = f_S(D_k; t_k)$.

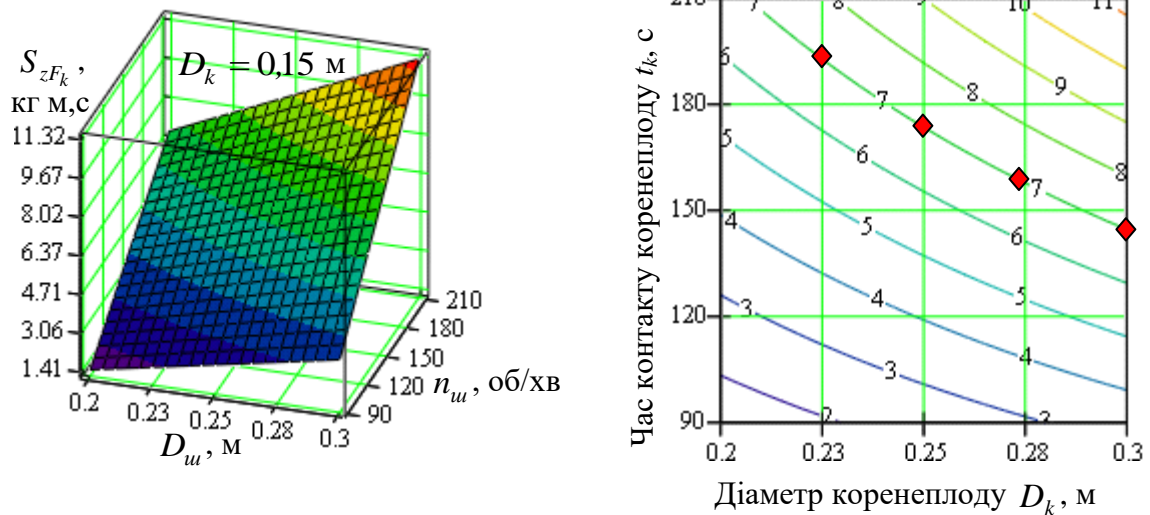


Рисунок 2.12 – Залежність зміни імпульсу сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека як функція $S_{zF_k} = f_S(D_u; n_u)$.

Згідно з результатами досліджень функціональної зміни імпульсу S_{zP_k} сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека встановлено та функціональної зміни імпульсу сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека S_{zF_k} встановлено, що: S_{zP_k} змінюється в інтервалі від 0,4 до 7 кг м/с (рис. 2.11) залежно від зміни діаметра коренеплоду D_k та часу контакту t_k коренеплоду у межах $0,12 \leq D_k \leq 0,16$ м, $0,05 \leq t_k \leq 0,37$ с; S_{zF_k} змінюється в інтервалі від 1,4 до 11,3 кг м/с (рис. 2.12) залежно від зміни діаметра D_u та частоти обертання n_u шнека у межах $0,2 \leq D_u \leq 0,3$ м, $90 \leq n_u \leq 210$ об/хв.

При цьому, залежно від кількості рядів k_{pk} коренеплодів, які завантажено у бункер та прийнятого середнього діаметра коренеплоду $D_k = 0,15$ м імпульс S_{zP_k} сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека становить (рис. 2.13а): для $k_{pk} = 2$ – 2,5 кг м/с; для $k_{pk} = 3$ – від 4,2 кг м/с; $k_{pk} = 4$ – 5,7 кг м/с.

Шляхом порівняння графічних побудов (рис. 2.12, рис. 2.13) встановлено, що для середнього діаметра $D_k = 0,15$ м і кількості рядів k_{pk} коренеплодів, які завантажено у бункер умова $S_{zP_k} \geq S_{zF_k}$ забезпечується за такої комбінації параметрів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів:

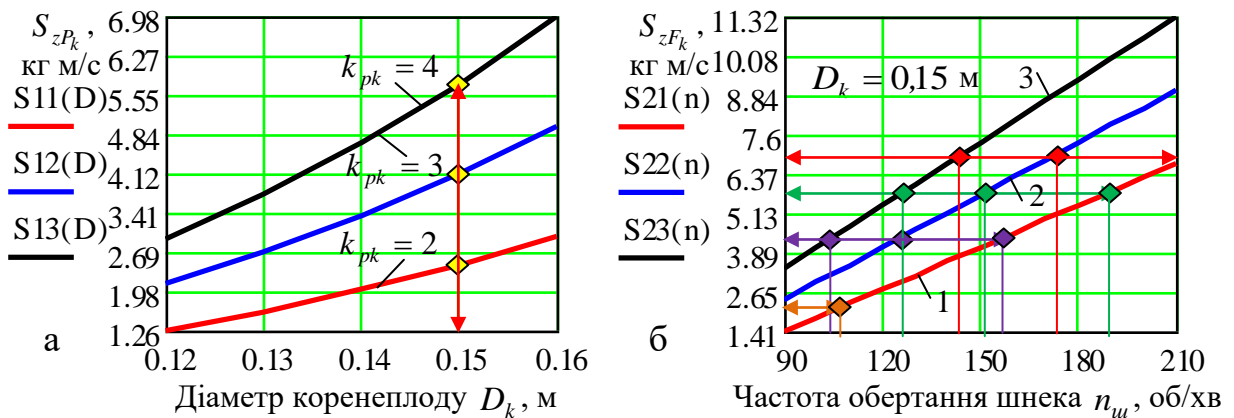


Рис. 2.13 – Залежність зміни: а – імпульсу сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека як функція $S_{zF_k} = f_S(D_k)$;

б – імпульсу сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека як функція

$$S_{zF_k} = f_S(n_{uu}), 1, 2, 3 - \text{відповідно } D_{uu} = 0,2; 0,25; 0,3 \text{ м.}$$

- для $k_{pk} = 2$: діаметр і частота обертання шнека, відповідно, $D_{uu} = 0,2$ м, $n_{uu} \leq 105$ об/хв; $D_{uu} = 0,25$ м, $n_{uu} \leq 90$ об/хв;

- $k_{pk} = 3$: діаметр і частота обертання шнека, відповідно, $D_{uu} = 0,2$ м, $n_{uu} \leq 160$ об/хв; $D_{uu} = 0,25$ м, $n_{uu} \leq 130$ об/хв; $D_{uu} = 0,3$ м, $n_{uu} \leq 110$ об/хв;

- $k_{pk} = 4$: діаметр і частота обертання шнека, відповідно, $D_{uu} = 0,2$ м, $n_{uu} \leq 190$ об/хв; $D_{uu} = 0,25$ м, $n_{uu} \leq 150$ об/хв; $D_{uu} = 0,3$ м, $n_{uu} \leq 130$ об/хв.

Таким чином, можна констатувати, що для середнього діаметра завантажених у бункер коренеплодів $D_k = 0,15$ м висота бункера h_b повинна бути не менше $0,3 \dots 0,6$ м за відповідної частоти обертання шнека $n_{uu} \leq 90 \dots 190$ об/хв і відповідного діаметра шнека $D_{uu} = 0,2 \dots 0,3$ м.

Для оцінки якості подрібнення коренеплодів, або ступеня подрібнення коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами шнековим транспортером-подрібнювачем, введемо критерій ступеня подрібнення коренеплодів, який охарактеризуємо коефіцієнтом подрібнення μ_k коренеплодів.

Ступінь подрібнення коренеплодів можна виразити через відношення кількості завантажених у бункер цілих коренеплодів або їх частин до загальної кількості подрібнених частин коренеплодів шнеком за час їх одночасного подрібнення та переміщення вздовж осьової лінії шнека на шляху, який дорівнює довжині шнека на якій розміщені Г-подібні ножі-подрібнювачі.

Теоретичне значення коефіцієнта подрібнення μ_k коренеплодів визначимо як співвідношення числа «одиниця» до ступеня подрібнення коренеплодів, який позначимо буквеним символом Φ_k та запишемо як:

$$\Phi_k = \frac{K_3}{K_n}; \quad \mu_k = 1 \div \frac{K_3}{K_n} = 1 \div \Phi_k. \quad (2.67)$$

При цьому: кількість завантажених у бункер цілих коренеплодів або їх частин позначимо символом K_3 , шт.; загальну кількість подрібнених частин коренеплодів позначимо символом K_n , шт.; час одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів вздовж осьової лінії шнека на шляху, який дорівнює довжині шнека на якій розміщені Г-подібні ножі-подрібнювачі сформулюємо як час подрібнення коренеплодів і позначимо символом t_n , с.

Формалізуємо об'єкт дослідження, або процес подрібнення коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами таким чином: приймаємо припущення, що, за час обертання шнека рівного 1 секунді, або за один повний оберт шнека на кут 2π рад., або один повний оберт одного Г-подібного ножа-подрібнювача, який встановлено на одному спіральному витку шнека, один завантажений через бункер коренеплід подрібнюється одним Г-подібним ножем-подрібнювачем також один раз.

Тоді ступінь подрібнення Φ_k одного коренеплоду одним Г-подібним ножем-подрібнювачем буде прямопропорційно залежати від кутової швидкості шнека ω_u та часу t_n одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплоду вздовж шнека, на довжині якого розміщено один Г-подібний ніж-подрібнювач, який встановлено на одному спіральному витку шнека

$$\Phi_k = \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t_n = \omega_u t_n = \frac{\pi n_u}{30} t_n, \quad (2.68)$$

а загальна кількість подрібнених частин K_{1n} одним Г-подібним ножем-подрібнювачем з урахуванням (2.67) визначається за виразом

$$K_{1n} = K_3 \Phi_k = K_3 \omega_u t_n = \pi K_3 n_u t_n / 30. \quad (2.69)$$

Тоді загальна кількість подрібнених частин K_n завантажених через бункер коренеплодів у кількості K_3 з урахуванням (2.69) буде визначатися як

$$K_n = \frac{\pi K_3 n_{ш} z_n z_c}{30} t_n, \quad (2.70)$$

де z_n – кількість Г-подібних ножів-подрібнювачів, які встановлено на одному спіральному витку шнека шт.;

z_c – кількість спіральних витків шнека, шт.

Час подрібнення коренеплодів t_n буде залежати від швидкості осьового переміщення коренеплодів або їх частин \mathcal{G}_n і робочої довжини шнека L_p (м) на якій встановлено Г-подібні ножі-подрібнювачі та визначається за формулою

$$t_n = L_p / \mathcal{G}_n. \quad (2.71)$$

Середня швидкість \mathcal{G}_n осьового переміщення подрібнених частин коренеплодів витками шнека також залежить від кроку останнього витка шнека та поправочного коефіцієнта k_g , який враховує зниження теоретичної швидкості шнека $\mathcal{G}_{ош}$ (рис. 2.9) відносно середньої швидкості \mathcal{G}_n та визначається за формулою [153, 169]

$$\mathcal{G}_n = \frac{(T_1 + \Delta T) k_g \omega_{ш}}{2\pi} = \frac{(T_1 + \Delta T) k_g}{2\pi} \frac{d\varphi_{ш}}{dt}, \quad (2.72)$$

де T_1 – крок першого витка шнека, м;

ΔT – приріст останнього кроку витка шнека, м.

За умови, що $T_1 + \Delta T = \pi D_{ш} \operatorname{tg} \beta_{\Delta T}$ [169] середня швидкість $\mathcal{G}_{ош}$ визначається за формулою

$$\mathcal{G}_n = 0,5 D_{ш} k_g \operatorname{tg} \beta_{\Delta T} \frac{d\varphi_{ш}}{dt}, \quad (2.73)$$

де $\beta_{\Delta T}$ – кут підйому гвинтової лінії останнього витка шнека, град.

Тоді час подрібнення коренеплодів t_n згідно з (2.71) та (2.73) визначається за формулою

$$t_n = \frac{2L_p}{D_{uu} k_g \text{tg} \beta_{\Delta T} \frac{d\varphi_{uu}}{dt}} = \frac{60L_p}{\pi D_{uu} n_{uu} k_g \text{tg} \beta_{\Delta T}}. \quad (2.74)$$

Згідно з (2.67), (2.70) і (2.74) загальна кількість подрібнених частин K_n коренеплодів і ступінь подрібнення одного коренеплоду Φ_k визначається за формулою:

$$K_n = \frac{2K_3 z_n z_c L_p}{D_{uu} k_g \text{tg} \beta_{\Delta T}}; \quad (2.75)$$

$$\Phi_k = \frac{2L_p z_n z_c}{D_{uu} k_g \text{tg} \beta_{\Delta T}}. \quad (2.76)$$

Таким чином, теоретичне значення коефіцієнта подрібнення μ_k згідно з (2.67) і (2.76) визначається за формулою

$$\mu_k = 1 \div \frac{2L_p z_n z_c}{D_{uu} k_g \text{tg} \beta_{\Delta T}}. \quad (2.77)$$

За початкових умов $z_c = 1$, $\beta_{\Delta T} = \pi/8$ побудовано залежності зміни ступеня подрібнення коренеплодів залежно від робочої довжини шнека L_p та кількості ножів z_n як функція: $\Phi_k = f_\phi(L_p; z_n)$ – рис. 2.14 та залежно від кількості ножів z_n як функція $\Phi_k = f_\phi(z_n)$ – рис. 2.15.

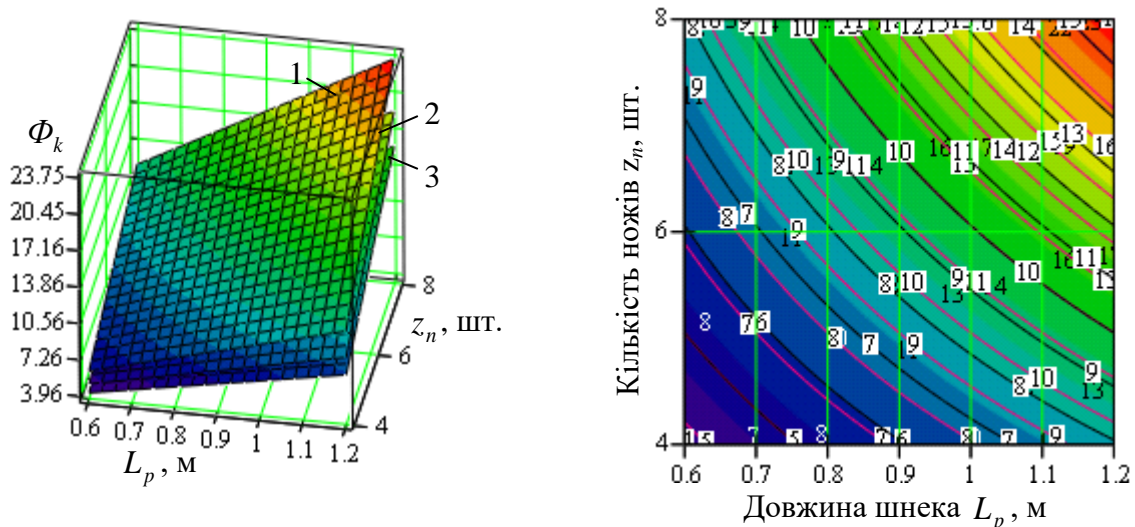


Рис. 2.14 – Залежність зміни ступеня подрібнення коренеплодів як функція $\Phi_k = f_\phi(L_p; z_n)$: 1, 2, 3 – $D_{uu} = 0,2; 0,25; 0,3$ м.

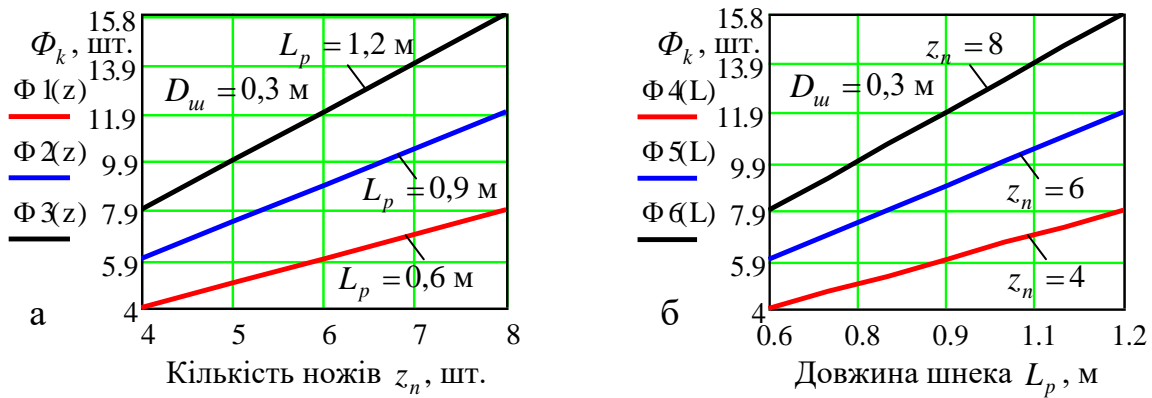


Рис. 2.15 – Залежність зміни ступеня подрібнення коренеплодів

як функція: а – $\Phi_k = f_\phi(z_z)$; б – $\Phi_k = f_\phi(L_p)$.

За результатами аналізу графічних залежностей (рис. 2.14) встановлено, що ступінь подрібнення одного коренеплоду Φ_k змінюється у діапазоні від 4 до 24 частин залежно від зміни робочої довжини шнека у межах $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м, кількості ножів у межах від 4 до 8 шт. і діаметра шнека у межах $0,2 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м.

Відповідно, коефіцієнт подрібнення коренеплодів μ_k дорівнює співвідношенню від $\mu_k = 1 \div 4$ до $\mu_k = 1 \div 24$.

За діаметра шнека рівного $D_{ш} = 0,3$ м ступінь подрібнення одного коренеплоду Φ_k змінюється у діапазоні від 4 до 16 частин залежно від зміни робочої довжини шнека у межах $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м, кількості ножів у межах від 4 до 8 шт.

Відповідно, коефіцієнт подрібнення коренеплодів μ_k за діаметра шнека рівного $D_{ш} = 0,3$ м дорівнює співвідношенню від $\mu_k = 1 \div 4$ до $\mu_k = 1 \div 16$.

2.3. Обґрунтування раціональних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Технологічний процес роботи шнекового транспортера-подрібнювача, який включає в собі одночасне подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів для подальшої їх переробки є однією із важливих і складних технологічних операцій у загальному контексті приготування кормів.

Обґрунтування раціональних параметрів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів проведемо на основі аналітичного дослідження його пропускної здатності, або розрахункової продуктивності роботи. При цьому конструктивно-кінематичні параметри шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів регламентовані в основному значеннями основних параметрів роботи шнека та бункера [7, 17, 60, 169, 170].

У цьому випадку продуктивність роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів у загальному регламентується продуктивністю роботи шнека, яку позначимо через $\Pi_{ш}$, а критерієм технологічності робочого процесу одночасного подрібнення коренеплодів та переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком буде умова за якої продуктивність роботи $\Pi_{ш}$ шнека повинна бути не меншою (більшою або рівною) за секундну подачу коренеплодів до нього, або за секундне споживання коренеплодів із запасу $G_{n.n}$.

Згідно з залежністю (2.16) або (2.39) можна записати нерівність, яка характеризує умову раціонального функціонування процесу одночасного подрібнення та транспортування коренеплодів шнеком $\Pi_{ш} \geq G_{n.n}$ або $\Pi_{ш} \geq G_{c.o.max}$, тобто:

$$\Pi_{ш} \geq \frac{\sum_{k=1}^3 \frac{\pi \gamma_k}{24} \left[K_{1G_c} \frac{D_{k1}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k1})} + K_{2G_c} \frac{D_{k2}^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k2})} + K_{3G_c} \frac{D_k^3}{\operatorname{tg}(0,5\alpha_{k3})} \right]}{t}; \quad (2.78)$$

$$\Pi_{ш} \geq \gamma_k b_0 a_o k_3 \sqrt{\frac{g a_o}{\operatorname{tg} \alpha_3}}, \quad (2.79)$$

де $\Pi_{ш}$ – продуктивність роботи шнека, кг/с;

t – час переміщення коренеплодів у бункері до шнека, при цьому $t = 1$ с.

Продуктивність $\Pi_{ш}$ тихохідного шнека (рис. 2.7) визнається за відомою формулою, яку застосовують для визначення продуктивності роботи машин неперервної дії [60, 82], тобто

$$\Pi_{ш} = F_n \gamma_k \mu_n \psi_\alpha \mathcal{G}_n, \quad (2.80)$$

де F_n – площа поперечного перерізу потоку подрібнених частин коренеплодів, м²;
 μ_n – коефіцієнт подачі шнека (коефіцієнт продуктивності);
 $\psi_\alpha = -$ коефіцієнт кута нахилу шнека до горизонту;
 \mathcal{G}_n – середня швидкість переміщення (транспортування) подрібнених частин коренеплодів у напрямку вихідної частини шнека, м/с.

Площа поперечного перерізу потоку подрібнених коренеплодів F_n є площею поперечного перерізу кожуха внутрішнього діаметра D_k , де $D_k = D_{in} + 2c$ (рис. 2.7), або

$$F_n = 0,25\pi D_k^2 = 0,25\pi(D_{in} + 2c)^2. \quad (2.81)$$

де c – зазор між витком і внутрішньою поверхнею кожуха, м.

Коефіцієнт подачі шнека μ_n залежить від коефіцієнта заповнення k_z робочого простору жолоба, утвореного шнеком і кожухом, або дольового заповнення об'єму жолоба та коефіцієнта λ_c , який враховує «витік» маси матеріалу через зазор c між витком та кожухом і згідно з [170-172] визначається як їх різниця, тобто $\mu_n = k_z - \lambda_c$. У нашому випадку за прийнятого припущення, що «витоку» подрібнених частин коренеплодів через зазор не відбувається ($\lambda_c = 0$) значення коефіцієнта подачі шнека μ_n буде дорівнювати коефіцієнту заповнення k_z , або $\mu_n = k_z$.

Значення коефіцієнта заповнення k_z є непостійним і залежить від ступеня завантаження робочої частини шнека коренеплодами через завантажувальну горловину, від конструктивного виконання шнека (рис. 1.12) та конструктивних параметрів шнека (рис. 2.6).

Для визначення коефіцієнта k_z заповнення об'єму робочого простору жолоба скористаємося відомими теоретичними викладеннями, де коефіцієнт k_z визначено з урахуванням конструктивних особливостей шнека у якого на барабані шнека та між витками шнека встановлено ножі-подрібнювачі [170]. При цьому вплив конструктивних особливостей шнека на значення коефіцієнта заповнення k_z було визначено через значення геометричного конструктивного коефіцієнта k_n

$$k_z = \frac{D_{uu}^2}{(D_{uu} + 2c)^2} (1 - k_n). \quad (2.82)$$

Середня швидкість \mathcal{G}_n транспортування подрібнених частин коренеплодів витками шнека визначається через поправочний коефіцієнт ковзання k_v , який враховує зниження \mathcal{G}_n відносно теоретичної швидкості осевого переміщення витків шнека $\mathcal{G}_{o.m}$ [172] вздовж його осі обертання з кутовою швидкістю ω_{uu} , тобто $\mathcal{G}_n = \mathcal{G}_{o.m} k_v$. Коефіцієнт ковзання k_v залежить від кута підйому гвинтової лінії β навивання витків на барабан шнека, вплив якого регламентується коефіцієнтом k_a та коефіцієнтом ущільнення k_y подрібнених частин коренеплодів витками шнека, при цьому згідно з [172] $k_v = k_a k_y$.

Тоді підставивши значення складових з (2.80)-(2.82) у нерівність (2.79), отримаємо:

$$0,125\pi D_{uu}^3 \gamma_k (1 - k_n) k_v \operatorname{tg} \beta_{\Delta T} \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \geq \gamma_k b_0 a_o k_3 \sqrt{\frac{g a_o}{\operatorname{tg} \alpha_3}}, \quad (2.83)$$

$$\pi^2 D_{uu}^3 \gamma_k (1 - k_n) k_v \operatorname{tg} \beta_{\Delta T} \frac{n_{uu}}{240} \geq \gamma_k b_0 a_o k_3 \sqrt{\frac{g a_o}{\operatorname{tg} \alpha_3}}. \quad (2.84)$$

Розроблена залежність (2.84) характеризує умову раціонального функціонування процесу одночасного подрібнення та транспортування коренеплодів шнеком $\Pi_{uu} \geq G_{c.o.max}$, або умову раціонального функціонування шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

Тоді залежність для визначення продуктивності Π_{uu} шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів згідно з лівою частиною (2.84) визначається за формулою

$$\Pi_{uu} = \pi^2 D_{uu}^3 \gamma_k (1 - k_n) k_v \operatorname{tg} \beta_{\Delta T} \frac{n_{uu}}{240}. \quad (2.85)$$

Згідно з рівнянням (2.85) за умови $\gamma_k = 550 \text{ кг/м}^3$ [161], $k_n = 0,3$ [172] побудовано графічне відтворення зміни продуктивності Π_{uu} шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів як функція $\Pi_{uu} = f_{II}(D_{uu}; n_{uu})$ і $\Pi_{uu} = f_{II}(n_{uu})$, які наведено, відповідно, на рис. 2.16 і рис. 2.17.

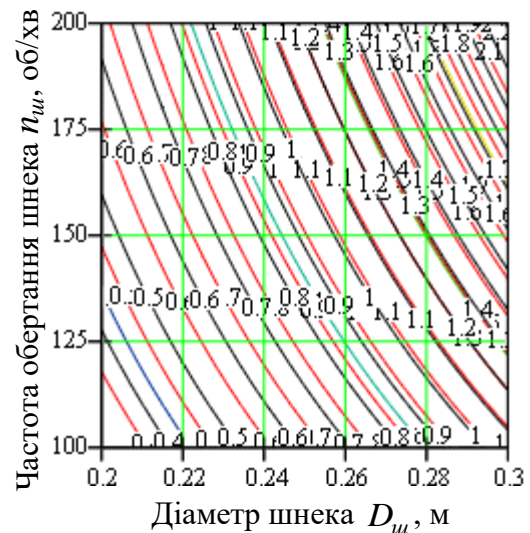
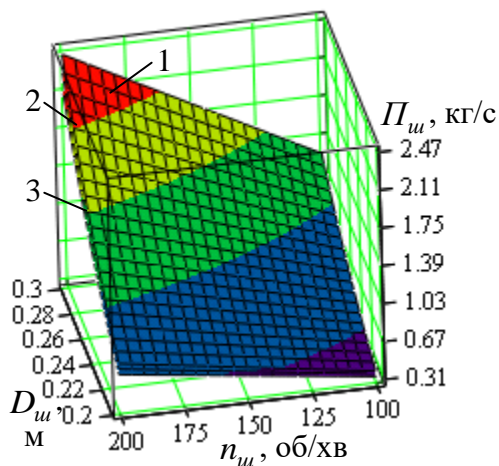


Рисунок 2.16 – Залежність зміни продуктивності шнекового транспортера-подрібнювача як функція $P_u = f_{\Pi}(D_u; n_u)$.

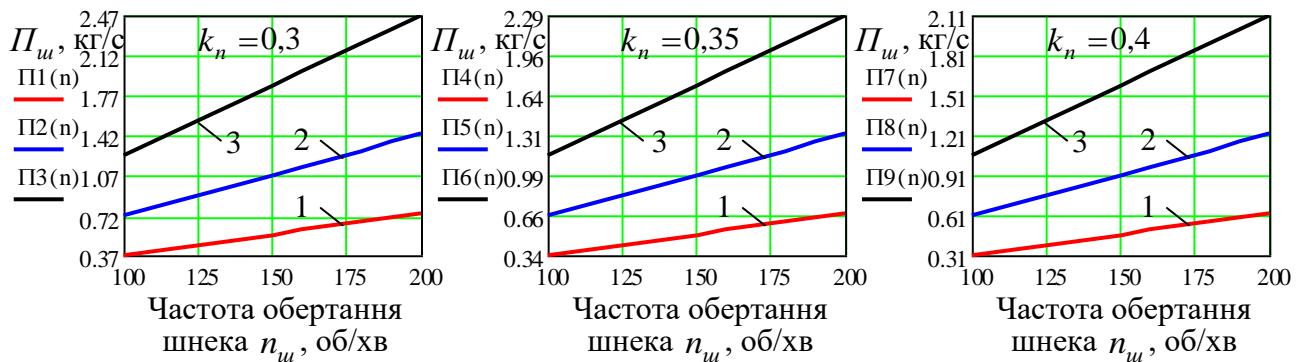


Рисунок 2.17 – Залежність зміни продуктивності шнекового транспортера-подрібнювача як функція $P_u = f_{\Pi}(n_u)$: 1, 2, 3 – $D_u = 0,2; 0,25\text{м}; 0,3\text{ м}$.

У результаті аналізу графічних побудов встановлено, що розрахункова теоретична продуктивність P_u комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів знаходиться у діапазоні від 0,3 до 2,5 кг/с, рис. 2.16, рис. 2.17. Домінуючим параметром, зміна якого призводить до значного збільшення продуктивності P_u є частота обертання шнека n_u . У межах зміни частоти обертання шнека у діапазоні $100 \leq n_u \leq 200$ об/хв значення приросту P_u становить: для діаметра шнека $D_u = 0,2\text{ м}$ – 0,3 кг/с; для $D_u = 0,25\text{ м}$ – 0,7 кг/с; для $D_u = 0,3\text{ м}$ – 1,2 кг/с (рис. 2.18). Значний приріст продуктивності P_u роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів відбувається також за значення діаметра шнека D_u більшого за 0,25 м.

2.4. Висновки до розділу

2.4.1. Умова раціонального функціонування технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача регламентується математичними моделями (2.14), (2.15) і (2.18), які записано в параметричній формі. При цьому максимальне секундне надходження коренеплодів через вихідну горловину бункера до шнека, або максимальне споживання коренеплодів $G_{c.o.max}$ із запасу знаходиться у діапазоні від 0,9 до 2,4 кг/с.

2.4.2. Встановлено, що вертикальна сила $\sum P_{zk}$ тиску коренеплоду на виток шнека змінюється від 1,2 до 18,9 Н залежно від діаметра та кількості рядів завантажених коренеплодів у бункер, а мінімальна висота бункера $h_{b.min}$ шнекового транспортера-подрібнювача повинна знаходитися у діапазоні від 0,15 до 0,6 м залежно від зміни діаметра коренеплодів у межах $0,12 \leq D_k \leq 0,16$ м і сумарної вертикальної сили тиску у межах $5 \leq \sum P_{zk} \leq 20$ Н.

2.4.3. Імпульс S_{zP_k} сумарної вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека змінюється в інтервалі від 0,4 до 7 кг м/с залежно від зміни діаметра коренеплоду D_k від 0,12 до 0,16 м та часу контакту t_k коренеплоду від 0,05 до 0,37 с. Імпульс сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека S_{zF_k} змінюється в інтервалі від 1,4 до 11,3 кг м/с залежно від зміни діаметра $D_{ш}$ та частоти обертання $n_{ш}$ шнека у межах $0,2 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м, $90 \leq n_{ш} \leq 210$ об/хв.

2.4.4. Для середнього діаметра $D_k = 0,15$ м завантажених у бункер коренеплодів висота бункера h_b повинна бути не менше 0,3...0,6 м за відповідної частоти обертання шнека $n_{ш} \leq 90...190$ об/хв і відповідного діаметра шнека $D_{ш} = 0,2...0,3$ м.

2.4. 5. Ступінь подрібнення одного коренеплоду Φ_k змінюється у діапазоні від 4 до 24 частин залежно від зміни робочої довжини шнека у межах $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м, кількості ножів у межах від 4 до 8 шт. і діаметра шнека у межах

$0,2 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м. Відповідно, коефіцієнт подрібнення коренеплодів μ_k дорівнює співвідношенню від $\mu_k = 1 \div 4$ до $\mu_k = 1 \div 24$.

2.4.6. Продуктивність $P_{ш}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів знаходиться у діапазоні від 0,3 до 2,5 кг/с. У межах зміни частоти обертання шнека у діапазоні $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв значення приросту $P_{ш}$ становить: для діаметра шнека $D_{ш} = 0,2$ м – 0,3 кг/с; для діаметра шнека $D_{ш} = 0,25$ м – 0,7 кг/с; для діаметра шнека $D_{ш} = 0,3$ м – 1,2 кг/с.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях [153, 158, 162, 163, 167, 168].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА

3.1. Програма, об'єкт і предмет експериментальних досліджень шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

У загальному контексті об'єктом експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів є технологічний процес одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів робочими органами.

Предметом експериментальних досліджень є конструктивно-кінематичні параметри робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів та їх ступінь впливу на функціональний характер зміни показників якості подрібнення (коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів) та технологічних показників (продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності) процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем.

Згідно поставлених завдань та для перевірки адекватності, отриманих за результатами теоретичного аналізу математичних моделей процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, програма проведення експериментальних досліджень макетного зразка лабораторної установки була такою:

- виготовити макетний зразок шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів;
- провести експериментальні дослідження з метою отримання емпіричної моделі або рівняння регресії, яке функціонально описує:

- характер зміни коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів залежно від кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів, частоти обертання шнека та робочої довжини шнека;

- продуктивності роботи макетного зразка комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від діаметра та частоти обертання шнека;

- зміну питомих затрат споживчої потужності технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від кількості Г-подібних ножів, частоти обертання та діаметра шнека.

Схему структурної моделі реалізації експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів побудовано та подано у вигляді багатовимірної системи «вхід-вихід» або кібернетичного поняття “чорної скрині” (рис. 3.1) [153].

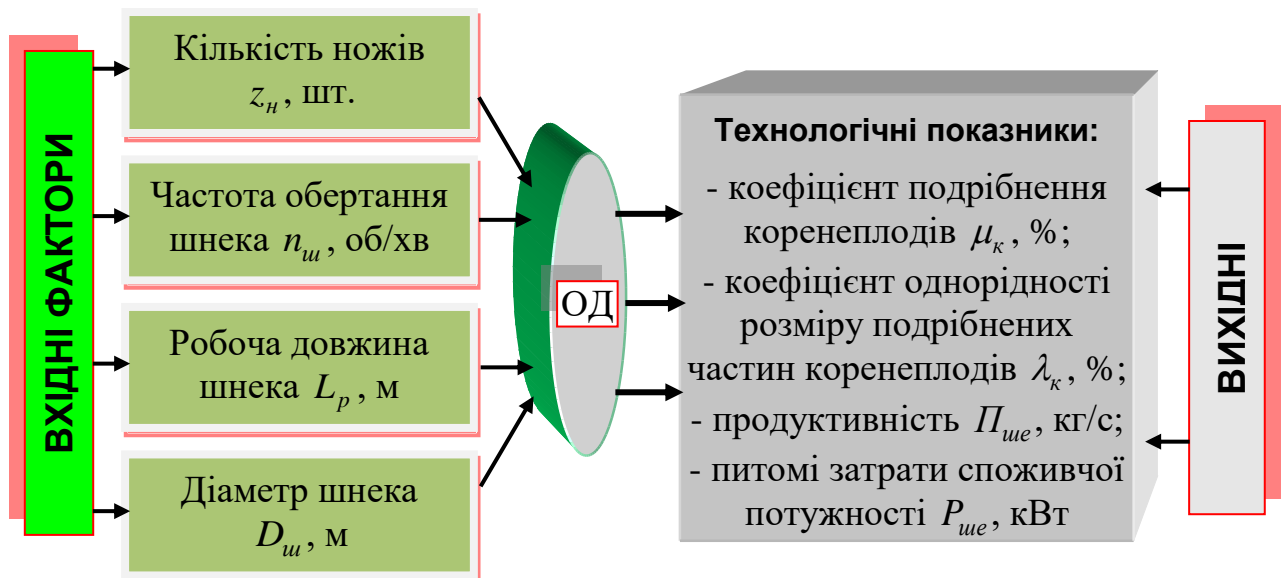


Рисунок 3.1 – Структурна модель реалізації експериментальних досліджень.

Вхідними факторами багатовимірної системи (вхідними величинами), або структурної моделі об’єкта дослідження (макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів) є конструктивно-кінематичні параметри основного робочого органу, тобто шнека та кількість установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів, а вихідними величинами або вихідними

параметрами оптимізації – технологічні показники процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача.

Для проведення експериментальних досліджень функціональної зміни технологічних показників процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача було використано розроблений макетний зразок лабораторної установки, конструктивну схему якого наведено на рис. 3.2, а загальний вигляд – на рис. 3.3 [153, 173-175]. Лабораторна установка складається з основної рами 1 (рис. 3.2, рис. 3.3), на якій встановлено шнековий транспортер-подрібнювач 2. Привод робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача 2 здійснюється електродвигуном 3 завдяки клинопасовій передачі 4. Вона також має керуючий мультисистемний пристрій 5 Altivar 71, персональний комп'ютер 6, комунікаційне з'єднання 7 пристрою 5 з електродвигуном 3 і комп'ютером 6.

Будова та принцип роботи макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача 2 (рис. 3.2) аналогічна будові та технологічному процесу роботи ідентичного пристрою, схема якого наведена на рис. 1.12 першого розділу

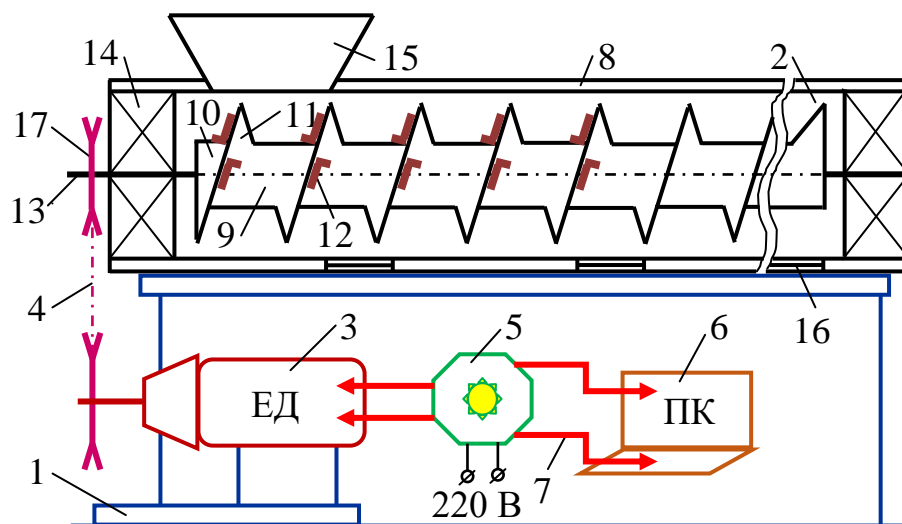


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема лабораторної установки: 1 – основна рама; 2 – шнековий транспортер-подрібнювач; 3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – пристрій Altivar 71; 6 – персональний комп'ютер; 7 – комутаційне з'єднання; 8 – кожух; 9 – шнек; 10 – барабан; 11 – спіральний виток; 12 – Г-подібний ніж-подрібнювач; 13 – вал; 14 – корпус з підшипником; 15 – бункер; 16 – шибер; 17 – шків.

дисертаційної роботи. При цьому, відмінність конструкції макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача 2 лабораторної установки від конструкції пристрою (рис. 1.12) була такою: відсутність направляючого лотка 11 (рис. 1.12); замість отворів 12 (рис. 1.12) було встановлено шибери 16 (рис. 3.2).

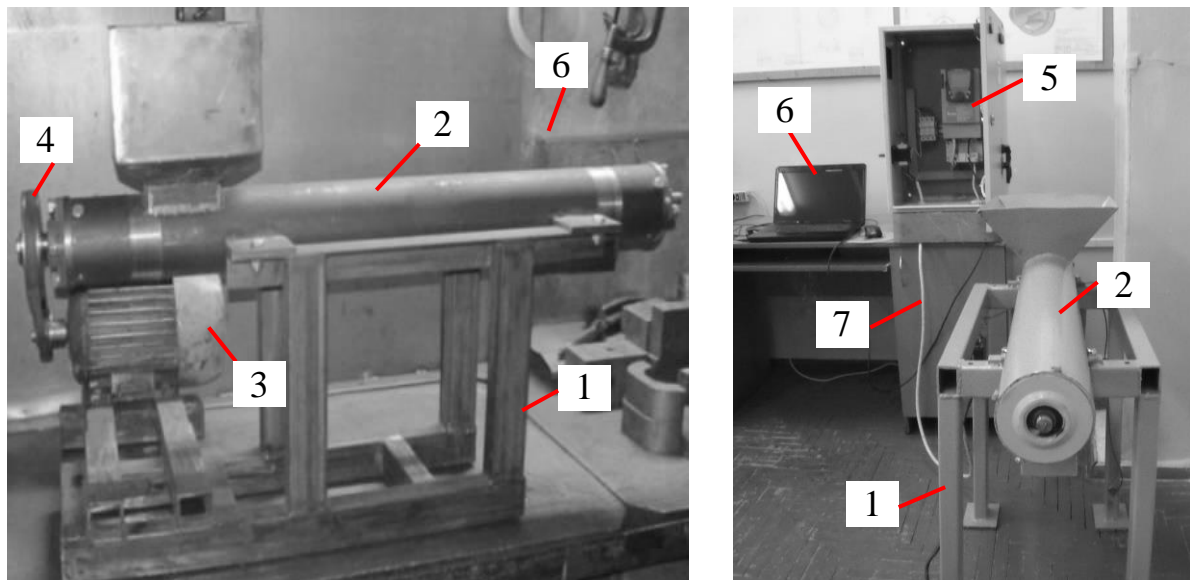


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд експериментальної установки: 1 – основна рама; 2 – шнековий транспортер-подрібнювач; 3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – керуючий пристрій Altivar 71; 6 – персональний комп'ютер; 7 – комутаційне з'єднання.

Г-подібні ножі-подрібнювачі закріплено на витках шнека гвинтовим з'єднанням з можливістю їх демонтажу, або зміни їх кількості.

Порядок роботи експериментальної лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача такий.

Коренеплоди вручну навантажують у бункер 15 (рис. 3.2) до його заповнення. Приводять у рух вал електродвигуна 3 (рис. 3.2, рис. 3.3) кнопкою пуску керуючого пристрою 5 Altivar 71. Обертання вала електродвигуна за допомогою клинопасової передачі 4 передається валу 13 шнека 9, який приводить в обертальний рух барабан 10. Коренеплоди через завантажувальну горловину бункера внаслідок вільного падіння переміщуються в простір між спіральними витками 11 шнека. Г-подібні ножі-подрібнювачі 12, які встановлено на барабані шнека, за рахунок свого обертання подрібнюють

коренеплоди методом пошарового різання, а спіральні витки одночасно з подрібненням переміщують подрібнені частини коренеплодів вздовж осі обертання шнека до вивантажувального шибера 16.

Принципова електрична схема керування макетним зразком лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведена на рис. 3.4, а загальний вигляд керуючого пристрою Altivar 71 та комутаційного з'єднання з персональним комп'ютером – на рис. 3.5 і додатка В.1.1.

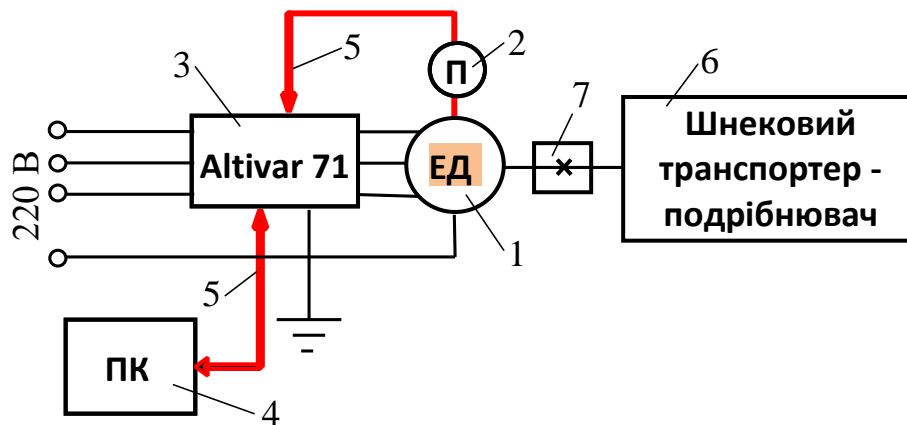


Рисунок 3.4 – Схема керування лабораторною установкою.

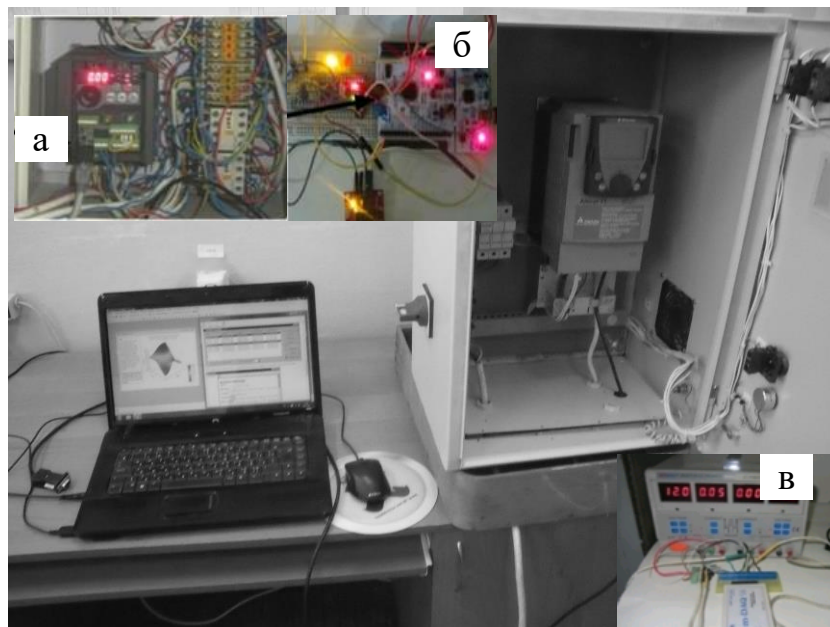


Рисунок 3.5 – Загальний вигляд керуючого мультисистемного пристрою

Altivar 71 та комутаційного з'єднання з персональним комп'ютером:

а – частотний перетворювач; б – плата керування роботою пристрою;

в – аналогово-цифровий перетворювач.

Електрична схема керування макетним зразком лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача 6 (рис. 3.4), який за допомогою клинопасової передачі 7 з'єднано з електродвигуном 1 складається з передавача E40S6-10Z4-6L-5 частоти 2 обертання вала електродвигуна, керуючого мультисистемного пристрою 3 Altivar 71, персонального комп'ютера 4, які під'єднано до мережі змінної напруги 220 В та з'єднано між собою за допомогою засобів комунікації 5.

Керуючий пристрій Altivar 71 має частотний перетворювач (рис. 3.5), плату керування роботою пристрою та аналогово-цифровий перетворювач. Підключення керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71 до комп'ютера здійснюється за допомогою кабелю зв'язку 5 VW3-A8106, з'єднувального роз'ємного порту на лицьовій панелі керуючого мультисистемного пристрою 3 Altivar 71 та комутаційного порту персонального комп'ютера.

Для встановлення відповідної частоти обертання шнека 9 (рис. 3.2) під час проведення запланованих експериментальних досліджень шнекового транспортера-подрібнювача 6 (рис. 3.4) або, відповідно, керуванням частотою обертання вала електродвигуна 1 використовували стандартне ліцензоване програмне забезпечення Power Suite V2.3.0.

Програмне забезпечення Power Suite V2.3.0 призначене для узгодження роботи мультисистемних багатоканальних перетворювачів частоти керуючого мультисистемного пристрою 3 (рис. 3.4) Altivar 71, пристроїв системи Altistart 48, сервоприводів Lexium і інтелектуальних пускачів, які призначені для плавного пуску електродвигуна, а також для зчитування даних з керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71 та їх виведення на монітор персонального комп'ютера 4 у вигляді числових значень або їх графічного відтворення, рис. 3.6.

Панель керування електродвигуном (рис. 3.7) призначена для управління перетворювачами частоти в режимі Connected і імітації управління в режимі Simulated. З головного вікна інтерфейсу Power-Suite V2.3.0 за допомогою команди Connect після вибору віртуального керуючого пристрою в папці

Муdevice до відкриття вікна конфігурації відбувається програмне підключення комп'ютера до керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71. Після виконання команди Connect відбувається завантаження конфігурації програмного забезпечення Power Suite V2.3.0 з керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71 і активізація панелі керування електродвигуном.

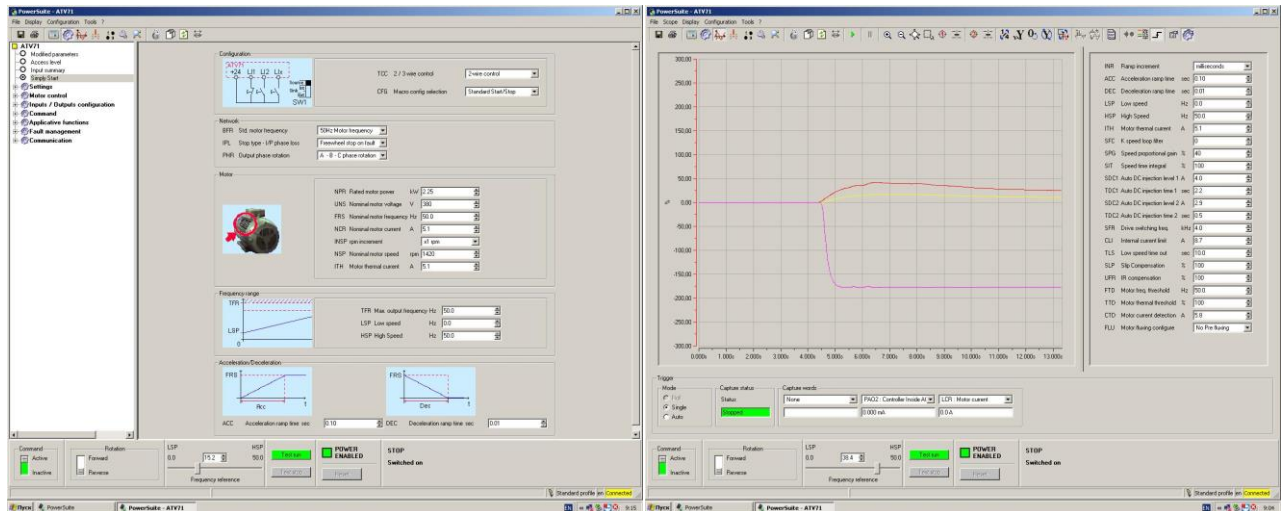


Рисунок 3.6 – Загальний вигляд зчитування даних з керуючого пристрою

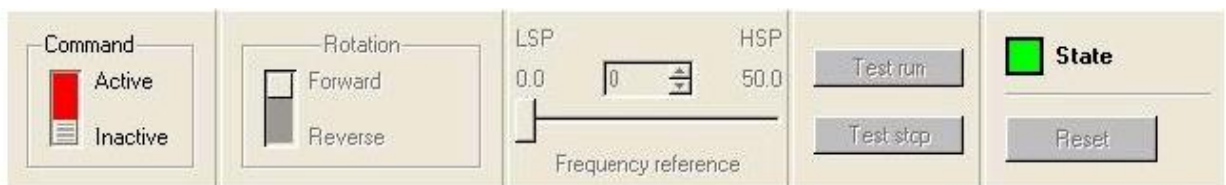


Рисунок 3.7 – Загальний вигляд панелі керування електродвигуном.

Після активізації панелі керування (команда Command) можна задавати напрямок обертання (команда Rotation) та частоту обертання вала електродвигуна (команда Frequency reference) шнека. Запуск електродвигуна відбувається командою Testrun, а зупинка – командою Test stop.

Віртуальний осцилограф призначений для відображення функціональних станів перетворювачів частоти та його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа (рис. 3.8) відображається на моніторі комп'ютера з вікна конфігурації кнопкою Scope. При його відкритті в головному меню відкривається меню Score 1 (рис. 3.8) і однойменна панель інструментів 2. У полі осцилографа 3 в системі координат X 6 і Y 5 будується

графічне відтворення отриманих даних з виведенням легенди 4. На панелі тригера 7 задають режими роботи осцилографа та стан осцилографа.

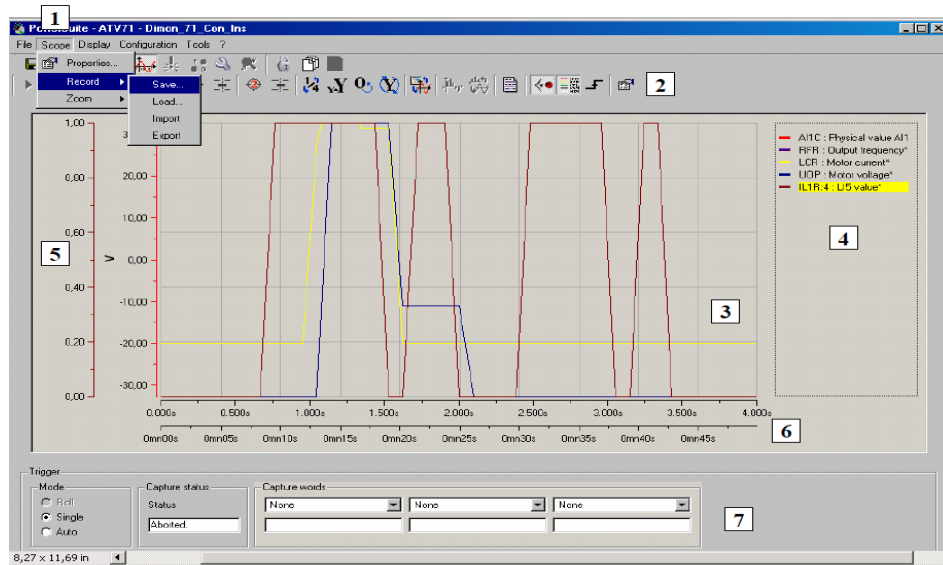


Рисунок 3.8 – Загальний вигляд вікна осцилографа.

Технічна характеристика макетного зразка лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача наведена у табл. 1.В.2.1 додатка В.2.1.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів

Методика реалізації експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів базувалася на основі загальних положень планування, проведення, обробки експериментального масиву та аналізу одержаних результатів планованих факторних експериментів із використанням прикладних програм для комп'ютера MathCad і Statistika.

При цьому алгоритм проведення експериментальних досліджень макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача формалізованого у вигляді структурної моделі, схему якої наведено рис. 3.1. Якість подрібнення коренеплодів встановлювали за двома критеріями – ступенем подрібнення Φ_k одного коренеплоду та однорідності λ_k розміру подрібнених частин.

Для проведення експериментальних досліджень коефіцієнта подрібнення коренеплодів μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами, які встановлено на спіральних витках шнека шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів використано макетний зразок лабораторної установки (рис. 3.2, рис. 3.3). При цьому для отримання емпіричного рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну ступеня подрібнення Φ_k одного коренеплоду і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами залежно від кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку, частоти обертання $n_{ш}$ шнека та робочої довжини шнека L_p , реалізували планований трифакторний експеримент типу ПФЕ 3^3 .

Структурну схему моделі планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено на рис. 3.9 [153, 174, 176].

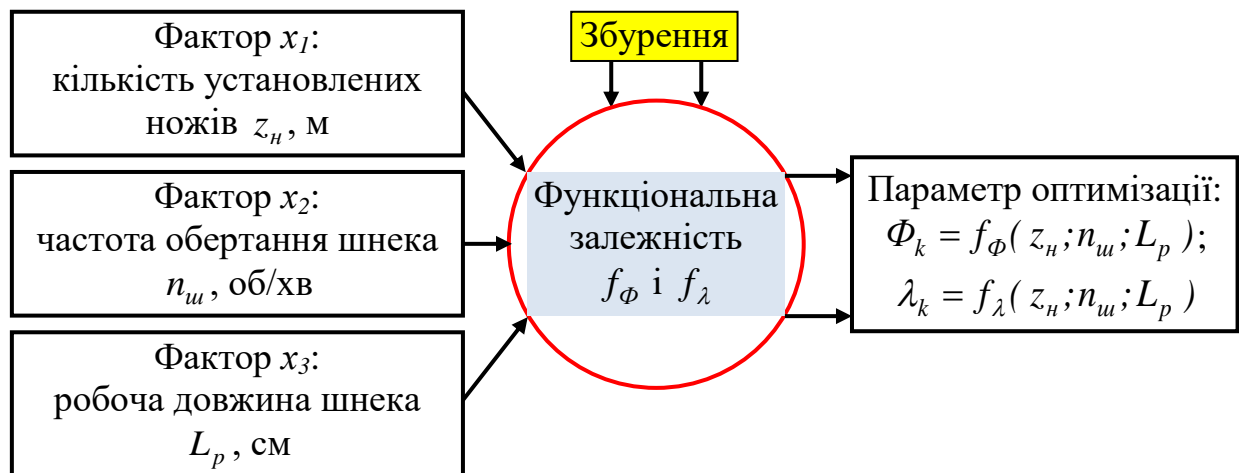


Рисунок 3.9 – Схема моделі планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 .

Змінними факторами планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 приймали: кількість z_n установлених ножів на одному спіральному витку шнека, який кодували індексом x_1 , тобто $z_n \rightarrow x_1$; частоту обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_2 , тобто $n_{ш} \rightarrow x_2$; робочу довжину шнека L_p , яку кодували індексом x_3 , тобто $L_p \rightarrow x_3$ [175, 176].

Таким чином, для дослідження коефіцієнта подрібнення коренеплодів μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів було вибрано математичну модель у вигляді функціональної залежності, відповідно, $\Phi_k = f_\Phi(z_n; n_{ш}; L_p)$ і $\lambda_k = f_\lambda(z_n; n_{ш}; L_p)$.

Порядок побудови та реалізації експериментальних досліджень з визначення коефіцієнта подрібнення μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів був таким.

1. Після кодування вхідних факторів, або $z_n \rightarrow x_1$, $n_{ш} \rightarrow x_2$, $L_p \rightarrow x_3$ розробляли таблицю вхідних факторів і призначали верхній і нижній рівень варіювання кожного фактора та визначали інтервал його варіювання.

Нульовий рівень x_0 , або середнє значення та інтервали варіювання Δx_i кожного діючого змінного фактора визначали за формулами [177]:

$$x_0 = 0,5(x_{max} + x_{min}); \quad (3.1)$$

$$\Delta x_i = 0,5(x_{max} - x_{min}), \quad (3.2)$$

де x_0 , x_{max} , x_{min} – значення нульового, верхнього та нижнього рівня змінного вхідного фактора;

Δx_i – числове значення інтервалу варіювання i -го змінного вхідного фактора.

2. Вводили кодовані позначення верхнього (+1), нижнього (-1) та нульового (0) рівнів варіювання факторами [178], або трифакторний планований експеримент провели на трьох рівнях варіювання змінними вхідними факторами. Результати кодування вхідних факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1.

3. Для складання план-матриці послідовності проведення досліджень визначали загальну кількість експериментів однієї повторності за формулою згідно з [178]

$$N_{\mu;\lambda} = P^k = 3^3 = 27, \quad (3.3)$$

де P – кількість рівнів варіювання вхідного фактора;

k – кількість вхідних факторів у експерименті.

Таблиця 3.1

Результати кодування вхідних факторів і рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Натуральні	Кодовані				
Кількість установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека z_n , шт.	z_n	x_1	2	4/-1	6/0	8/+1
Частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв	$n_{ш}$	x_2	50	100/-1	150/0	200/+1
Робоча довжина шнека L_p , м	L_p	x_3	0,3	0,6/-1	0,9/0	1,2/+1

4. Складали план-матрицю послідовності проведення кожного експерименту згідно з положеннями [179]. План-матрицю проведення експериментів наведено у табл. 1.В.3.2 додатка В.3.2.

5. Для усунення впливу внутрішніх і зовнішніх збурень, або неконтрольованих і нерегульованих факторів (рис. 3.9) на точність значення коефіцієнта подрібнення коренеплодів μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів під час реалізації експериментів згідно зі складеною план-матрицею планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 провели її рандомізацію шляхом застосування таблиці випадкових чисел.

Рандомізовану план-матрицю планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено у табл. 2.В.3.2 додатка В.3.2.

6. Згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці проводили експериментальні дослідження з визначення коефіцієнта подрібнення коренеплодів μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

Загальну будову та принцип роботи макетного зразка лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено у підрозділі 3.1, а його технічну характеристику – у додатку В.2.1.

Схему варіанту розміщення 4-ох Г-подібних ножів-подрібнювачів на двох бічних сторонах (внутрішній і зовнішній стороні) одного спірального витка шнека наведено на рис. 3.10, при цьому: діаметр шнека під час проведення експериментів був постійним і дорівнював $D_{ш} = 0,25$ м; діаметр розміщення Г-подібних ножів-подрібнювачів становив $d_{н1} = 0,16$ м; $d_{н2} = 0,12$ м; діаметр барабана шнека – 50 мм; зазор між торцем спірального витка та внутрішньою поверхнею кожуха – 5 см.

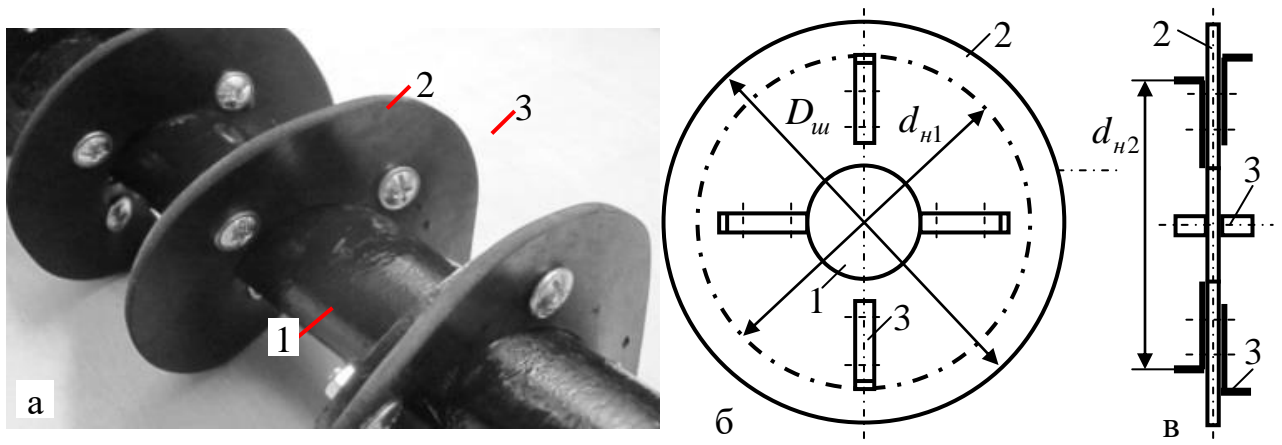


Рис. 3.10 – Схема розміщення Г-подібних ножів-подрібнювачів на спіральному витку шнека: 1 – барабан шнека; 2 – спіральний виток; 3 – Г-подібний ніж-подрібнювач; а – загальний вигляд; б – вигляд збоку; в – вигляд спереду

Схему розміщення вивантажувальних шиберів наведено на рис. 3.11, рис. 3.12, при цьому кожна зона розміщення вивантажувальних шиберів 3, 4 і 5 відповідала відповідній робочій довжині шнека $L_p = 0,6; 0,9$ і $1,2$ м.

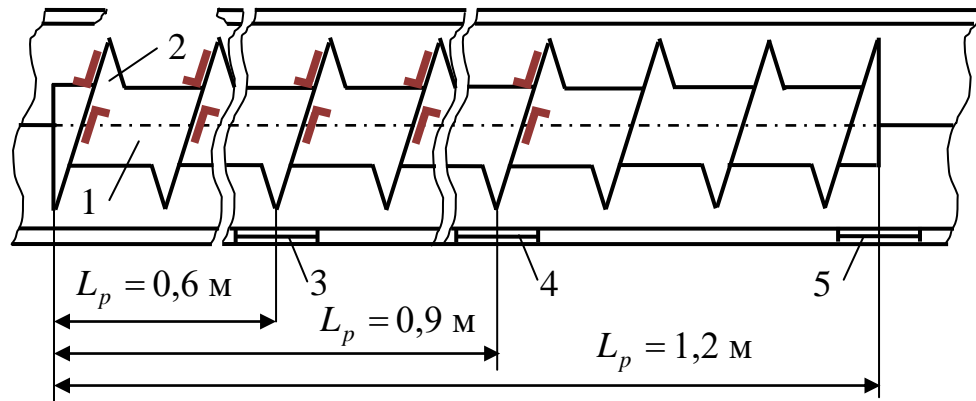


Рис. 3.11 – Схема розміщення вивантажувальних шиберів:

1 – шнек; 2 – спіральний виток; 3, 4, 5 – вивантажувальний шибер

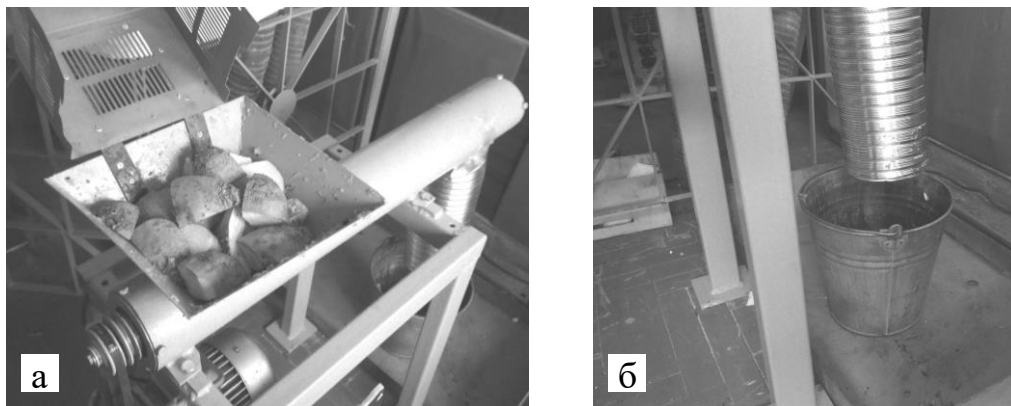


Рис. 3.12 – Загальний вигляд: а – завантажених частин коренеплодів і розміщення крайнього вивантажувального шибера; б – ємності для подрібнених частин коренеплодів

Необхідну частоту обертання шнека $n_{ш}$ під час реалізації експериментальних досліджень встановлювали за заданою частотою обертання n_p ротора електродвигуна та врахування передаточного відношення (0,5) клинопасової передачі. Частоту обертання n_p ротора електродвигуна задавали командою з панелі керування електродвигуном (рис. 3.7) за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 для керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71. Технічні можливості мультисистемного пристрою Altivar 71 та програмного забезпечення дозволяють плавно змінювати частоту обертання вала електродвигуна макетного зразка лабораторної установки в межах від 0 до 1300 об/хв.

При цьому числове значення частоти обертання вала електродвигуна (відносна похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксували за допомогою датчика типу E40S6-10Z4-6L-5, який підключено одночасно до ротора електродвигуна 1 та мультисистемного пристрою 3 Altivar 71, рис. 3.4.

Частоту обертання n_p ротора електродвигуна лабораторної установки під час проведення експериментів визначали за формулою [180]

$$n_p = n_\delta v_z / v_m, \quad (3.4)$$

де n_δ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$v_{z\delta}$, $v_{ze} = 50$ – задана частота змінного струму напруги живлення електродвигуна та частота змінного струму електромережі під час проведення експерименту, Гц.

Частоту обертання $n_{ш}$ шнека шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів визначали згідно з формулою [180]

$$n_{ш} = n_p i_k = n_\delta v_{z\delta} i_k / v_{ze} = n_\delta v_{z\delta} D_v / v_{ze} D_w, \quad (3.5)$$

де $i_k = D_v / D_w$ – передаточне число клинопасової передачі;

D_v – діаметр ведучого шківа клинопасової передачі, см;

D_w – діаметр веденого шківа клинопасової передачі, см.

У табл. 3.2 наведено відповідність значень заданої частоти змінного струму напруги живлення електродвигуна та частоти обертання шнека шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів з урахуванням передаточного відношення клинопасової передачі $i_k = 0,5$ під час проведення експериментальних досліджень.

Таблиця 3.2.

Значення частоти змінного струму та частоти обертання шнека

Показник	Задана частота змінного струму $v_{z\delta}$, Гц		
Частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв	16	24	32
	100	150	200

7. Якість подрібнення коренеплодів, або показник якості подрібнення коренеплодів, який охарактеризовано коефіцієнтом подрібнення μ_k коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами визначали за формулою (2.76), (2.77) [173, 175].

Другий показник якості подрібнення коренеплодів, або коефіцієнт λ_k однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами визначали за формулою [173]

$$\lambda_k = \frac{K_\partial}{K_n} 100\%, \quad (3.6)$$

де K_∂ – превалююча кількість подрібнених частин коренеплодів усередненого розміру, шт.

Кількість частин коренеплодів кормових буряків сорту «Полтавський білий», які вручну завантажували в бункер шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів під час проведення кожного пронумерованого експерименту становила $K_n = 16$ шт., тобто брали 4 коренеплоди та вручну розрізали їх на 4 приблизно рівні частини, рис. 3.12а.

Загальну кількість подрібнених частин коренеплодів K_n визначали шляхом підрахунку після їх повного вивантаження в ємність (рис. 3.12б), при цьому за встановленої робочої довжини шнека L_p відкривалася заслінка відповідного одного вивантажувального шибера за умови закритих двох інших заслінок вивантажувальних шиберів, рис. 3.11.

Превалюючу кількість подрібнених частин коренеплодів усередненого розміру K_∂ визначали візуально за найбільшою кількістю приблизно однакових розмірних параметрів подрібнених частин коренеплодів кормових буряків.

Числові значення отриманих показників ступеня подрібнення Φ_k та коефіцієнта λ_k однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами заносили у відповідні стовпці рандомізованої план-матриці порядку проведення експериментальних досліджень.

8. Для отримання емпіричного рівняння регресії з визначенням виду апроксимуючої функціональної залежності, яка характеризує зміну ступеня подрібнення коренеплодів Φ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами залежно від зміни вхідних факторів проводили обробку числових значень експериментального масиву даних за стандартною методикою та методами статистичного аналізу [180] із застосуванням прикладної програми Statistika 10 для персонального комп'ютера. При цьому:

8.1. Перевірку відтворюваності експериментального масиву даних ступеня подрібнення коренеплодів Φ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Г-подібними ножами-подрібнювачами встановлювали за критерієм Кохрена [181]

$$G = \frac{S_{u.max}^2}{\sum_{i=1}^n S_u^2} \leq G_m(0,05; n; f_u), \quad (3.7)$$

де $G_m = (0,05; N_{\mu;\lambda}; f_u)$ – табличне значення критерію Кохрена при 5%-му рівні значущості за кількості експериментів $N_{\mu;\lambda}$, числа степенів свободи $f_u = m - 1$ і числа повторності m ;

S_u^2 – дисперсія на u -му рівні фактора;

$S_{u.max}^2$ – максимальне значення дисперсії.

8.2. За умови ортогональності та симетрії планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 визначали числові значення коефіцієнтів b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії апроксимуючої функції $\Phi_k = f_\Phi(x_1; x_2; x_3)$ і $\lambda_k = f_\lambda(x_1; x_2; x_3)$ за відомими формулами згідно з [177].

Тому, що незалежні вхідні фактори, тобто робоча довжина шнека L_p , кількість z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека та частота n_u обертання шнека є неоднорідними

величинами, або вони мають різні фізичні одиниці вимірювання та різні порядки вимірювання, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від введених позначень кодованих величин до дійсних (натуральних) значень. Перехід від кодової величини до натурального значення вхідного фактора, або зв'язок між кодованим, наприклад, x_3 та натуральним L_p значенням вхідного фактора визначали за залежністю [177]

$$x_3 = (L_p - L_{p0}) / \Delta L_p, \quad (3.8)$$

де L_p – натуральне позначення вхідного фактора x_3 ;

L_{p0} – значення вхідного фактора x_3 на нульовому рівні;

ΔL_p – інтервал варіювання вхідного фактора x_3 .

8.3. Значущість коефіцієнта рівняння регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} встановлювали за критерієм Стьюдента [181] за якого коефіцієнт регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} є значущим, якщо виконується умова

$$|b_i| \geq t_m(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.9)$$

де $t_m(0,05; f_y)$ – табличне значення критерію Стьюдента за 5%-го рівня значущості.

При цьому умову значимості коефіцієнта b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії встановлювали згідно з нерівністю

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{N_{\mu;\lambda} n}}, \quad (3.10)$$

де t_T – табличне значення коефіцієнта Стьюдента залежно від ступеня відповідності f та рівня значущості α , де $f = (n - 1)N_{\mu;\lambda}$.

Якщо умова значимості (3.8) не виконується, то такий коефіцієнт b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідним фактором x_i або взаємодією факторів нехтували.

8.4. Перевірку адекватності рівняння регресії, записаного у вигляді функціональної залежності $\Phi_k = f_\Phi(L_p; z_n; n_{uu})$ і $\lambda_k = f_\lambda(L_p; z_n; n_{uu})$ проводили за F -критерієм Фішера [181]

$$F_p = (S_{ad}^2 / S_y^2) < F_T(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.11)$$

де $S_{ad}^2 = \frac{1}{f_{ad}} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2$ – дисперсія адекватності;

$f_{ad} = n - k - 1$ – число степенів свободи дисперсії адекватності при кількості факторів, що дорівнює k ;

$f_y = n(m - 1)$ – число степенів свободи дисперсії відтворюваності.

Визначали табличне значення F -критерію Фішера F_T за заданим рівнем значущості α і двома степенями відповідності $f_{ag} = N_{\mu;\lambda} - g$ та $f_y = N_{\mu;\lambda}(n - 1)$.

Отримане розрахункове значення F_p порівнювали з табличним значення F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалася, тоді отримане емпіричне рівняння регресії, записане у вигляді математичної моделі $\Phi_k = f_\Phi(L_p; z_n; n_{uu})$ і $\lambda_k = f_\lambda(L_p; z_n; n_{uu})$ адекватно описує реальний процес зміни коефіцієнта подрібнення коренеплодів μ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Γ -подібними ножами-подрібнювачами шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

8.5. Для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень, або проведення графо-аналітичного аналізу отриманих результатів проведених експериментів, будували графічні залежності, які встановлюють і описують характер зміни ступеня подрібнення коренеплодів Φ_k і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів λ_k Γ -подібними ножами-подрібнювачами, що встановлені на спіральних витках залежно від зміни вхідних факторів. Побудовані графічні залежності характеризують функціональний процес роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності та питомих затрат споживчої потужності

Алгоритм реалізації експериментальних досліджень з визначення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ та питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів формалізованого у вигляді структурної моделі, схему якої наведено на рис. 3.1. При цьому встановлювали функціональну закономірність впливу окремих вхідних змінних факторів і їх взаємодію на вихідні величини, або параметри оптимізації, а визначення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів проведено для перевірки адекватності теоретичної моделі (2.85).

Для проведення експериментальних досліджень з визначення $\Pi_{ше}$ і $P_{ше}$, або для отримання емпіричного рівняння регресії, яке характеризує зміну продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ та питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача використано макетний зразок лабораторної установки, конструктивну схему та загальний вигляд якої наведено на рис. 3.2, рис. 3.3, при цьому реалізували планований дво- та трифакторний експеримент типу ПФЕ 3^2 і ПФЕ 3^3 , схему моделі якого наведено на рис. 3.13 [173].

Незалежними змінними факторами планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^2 та ПФЕ 3^3 приймали: частоту обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_1 , тобто $n_{ш} \rightarrow x_1$; діаметр шнека $D_{ш}$, який кодували індексом x_2 , тобто $D_{ш} \rightarrow x_2$; кількість z_n установлених ножів на одному спіральному витку шнека, який кодували індексом x_3 , тобто $z_n \rightarrow x_3$.

Для дослідження продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ та питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $\Pi_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш}; D_{ш})$ і $P_{ше} = f_P(z_n; n_{ш}; D_{ш})$, при цьому порядок побудови та реалізації експериментальних досліджень був аналогічний пунктам 1 – 7 підрозділу 3.2.

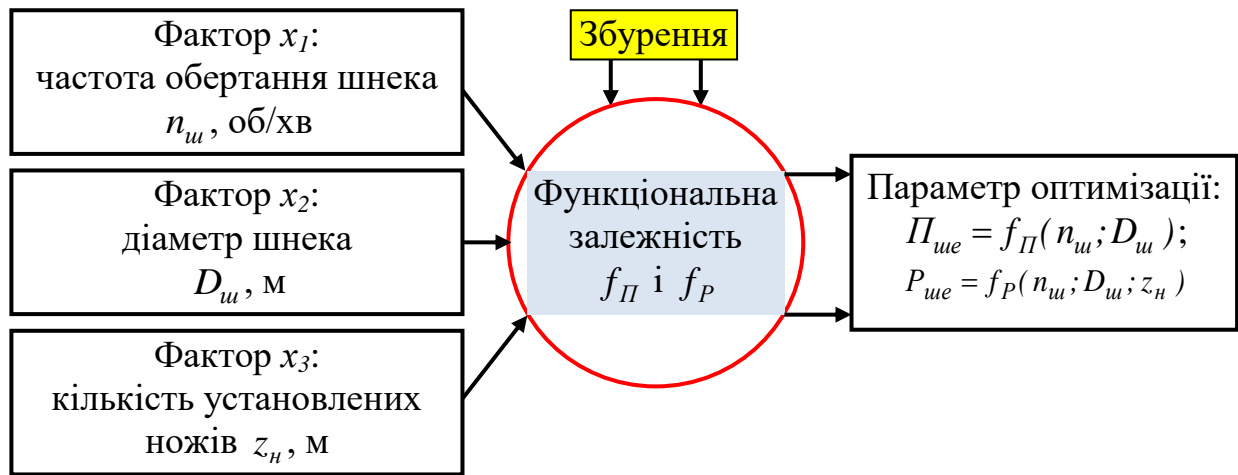


Рисунок 3.13 – Схема моделі планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^2 і ПФЕ 3^3

Результати кодування змінних вхідних факторів, верхній і нижній рівень варіювання кожного фактора та інтервал його варіювання під час дослідження продуктивності роботи $P_{ше}$ та питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Натуральні	Кодовані				
Частота обертання шнека n_u , об/хв	n_u	x_1	2	100/-1	150/0	200/+1
Діаметр шнека D_u , м	D_u	x_2	50	0,2/-1	0,25/0	0,3/+1
Кількість установлених ножів z_n , шт.	z_n	x_3	0,05	4/-1	6/0	8/+1

План-матрицю та рандомізовану план-матрицю послідовності проведення планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено, відповідно, у табл. 1.В.3.2 та табл. 2.В.3.2 додатка В.3.2. План-матрицю експерименту типу ПФЕ 3^2 наведено у табл. 3.В.3.2 додатка В.3.2.

Для проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи $P_{ше}$ та питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ технологічного процесу

роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів було виготовлено три кожухи відповідного діаметра (рис. 3.14а) та базовий шнек діаметром $D_{ш} = 0,2$ м.

Діаметр шнека $D_{ш}$ змінювали шляхом перестановки відповідного кожуха на рамі макетного зразка лабораторної установки та монтажу в ньому шнека відповідного діаметра, який змінювали за рахунок демонтажу базових спіральних витків з базового барабана і установки на ньому спіральних заготовок (рис. 3.14б) відповідного діаметра.

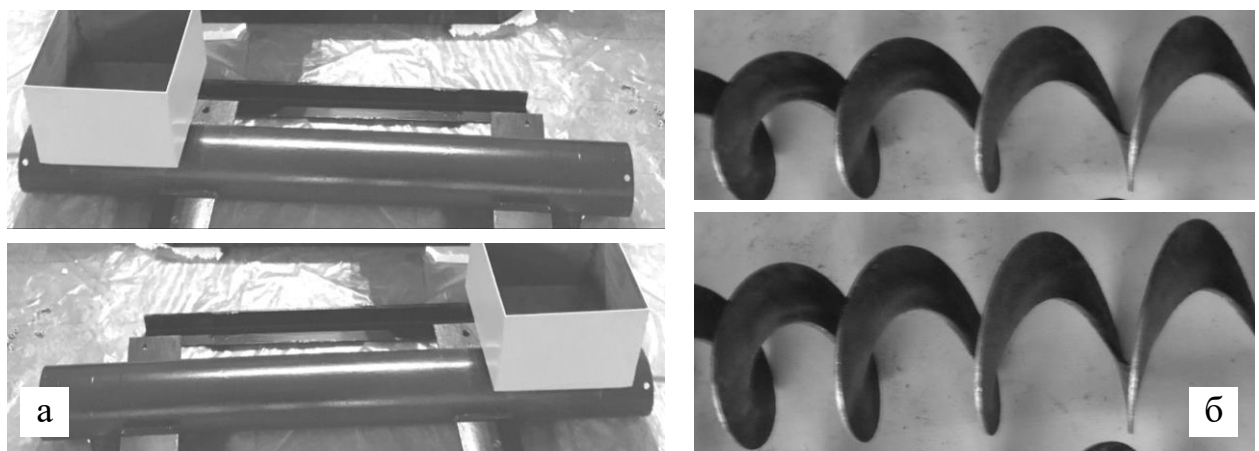


Рис. 3.14 – Загальний вигляд: а – змінні кожухи; б – спіральні заготовки

Числові дані величини крутного моменту на валу шнека залежно від навантаження в конкретний момент часу проведення експерименту відображалися у вигляді табличних даних та графічних залежностей на віртуальному осцилографі або моніторі персонального комп'ютера.

Продуктивність роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів визначали за формулою [173]

$$P_{ше} = M_k / t_e, \quad (3.12)$$

де M_k – маса вивантажених через вивантажувальний шибер 5 (рис. 3.11) подрібнених частин коренеплодів у ємність, кг;

$t_e = const = 5$ с – час проведення кожного експерименту з моменту стабілізації процесу роботи шнека або заповнення робочого простору.

Масу вивантажених подрібнених частин коренеплодів зважували на вагах з точністю $\pm 0,05$ кг.

У загальному питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ (кВт с/кг м) визначаються за формулою [173]

$$P_{ше} = N_{ш} / \Pi_{ше} L_p, \quad (3.13)$$

де $N_{ш}$ – розвинена потужність на приводі шнека, кВт.

Потужність на приводі $N_{ш}$ шнека та крутний момент $M_{ш}$ шнека визначали за формулою

$$N_{ш} = M_{ш} n_{ш} / 9550; \quad M_{ш} = 9550 / N_e n_p, \quad (3.14)$$

де $n_{ш}$ – частота обертання шнека, об/хв;

$M_{ш}$ – крутний момент вала шнека, Н м;

N_e – розвинена потужність електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту, кВт;

n_p – частота обертання ротора електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту, об/хв.

Розвинену потужність N_e електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту визначали за формулою

$$N_e = K_z \cdot N_{ne} / 100, \quad (3.15)$$

де K_z – коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна під час проведення експерименту;

N_{ne} – номінальна потужність електродвигуна макетного зразка лабораторної установки, кВт.

Тоді згідно з (3.13)-(3.15) питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів визначали за формулою

$$P_{ше} = K_z \cdot N_{ne} / 100 \Pi_{ше} L_p. \quad (3.16)$$

При визначені продуктивності роботи $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача згідно з формулою (3.12) довжина робочої частини L_p шнека макетного зразка лабораторної установки дорівнювала $L_p = 1,2$ м.

Отримані експериментальні числові значення маси M_k вивантажених через вивантажувальний шибер подрібнених частин коренеплодів для граничних значень відповідних точок композиційного плану три- та двофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 і ПФЕ 3^2 занесли у відповідні графи симетричної план-матриці планованого експерименту.

Порядок обробки отриманого експериментального масиву даних був аналогічним порядку пункту 8 підрозділу 3.2 дисертаційної роботи.

3.4. Висновки до розділу

3.4.1. За результатами проведених теоретичних досліджень і відповідного графо-аналітичного аналізу спроектовано та виготовлено макетний зразок експериментальної лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

3.4.2. Запропоновано часткову методику проведення експериментальних досліджень з визначення коефіцієнта μ_k подрібнення коренеплодів і коефіцієнта λ_k однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів Г-подібними ножами-подрібнювачами та продуктивності роботи і питомих затрат споживчої потужності шнекового транспортера-подрібнювача.

Основні положення розділу опубліковані у наукових працях [153, 173-176].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА КОРЕНЕПЛОДІВ

4.1. Експериментальні дослідження коефіцієнта подрібнення та коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів

Експериментальні дослідження коефіцієнта подрібнення μ_k та коефіцієнта однорідності λ_k подрібнених частин коренеплодів провели згідно з методикою, яку наведено у підрозділі 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи. Метою дослідження було розроблення емпіричної апроксимуючої моделі (рівняння регресії), яка характеризує закономірності зміни коефіцієнта подрібнення μ_k та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів залежно від кількості z_n установлених Γ -подібних ножів-подрібнювачів на одному витку, частоти обертання $n_{\text{ш}}$ шнека та робочої довжини шнека L_p , при цьому реалізували планований трифакторний експеримент типу ПФЕ 3³. Структурну схему моделі планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3³ наведено на рис. 3.9, а загальний вигляд макетного зразка експериментальної установки шнекового транспортера-подрібнювача – на рис. 3.12, додаток Г.1.1.

Перед початком проведення експериментів відбирали 4 коренеплоди кормових буряків, які вручну розрізували на 4 приблизно рівних частин, а потім вручну завантажували у бункер експериментальної установки.

Після проведення експериментів утворювали розрахункову таблицю, до якої заносили підраховані значення загальної кількості K_n подрібнених частин і превалюючої кількості K_δ подрібнених частин коренеплодів усередненого розміру. Середні числові значення загальної кількості K_n подрібнених частин коренеплодів і превалюючої кількості K_δ подрібнених частин коренеплодів усередненого розміру за трикратної повторності наведено у додатку Г.2.1.

Середні значення ступеня подрібнення одного коренеплоду Φ_k
та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів
за трикратної повторності експерименту

№ експ.	Φ_k	$\lambda_k, \%$	№ експ.	Φ_k	$\lambda_k, \%$	№ експ.	Φ_k	$\lambda_k, \%$
1	5	36,8	10	8	41,1	19	12	47,8
2	7	54,3	11	12	56,9	20	17	65,4
3	11	76,1	12	16	80,2	21	21	83,4
4	6	39,6	13	9	43,8	22	12	48,4
5	8	55,8	14	14	60,6	23	18	66,3
6	12	77,1	15	18	81,7	24	23	83,7
7	6	40,4	16	9	45,1	25	13	49,8
8	9	57,2	17	14	63,2	26	19	68,8
9	12	79,1	18	19	82,7	27	24	85,3

Ступень подрібнення одного коренеплоду Φ_k (далі ступінь подрібнення Φ_k) та коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів розраховували за формулою (2.76) і 3.7. Середні числові значення результатів експериментальних досліджень ступеня подрібнення Φ_k та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів у відповідних точках симетричного композиційного плану планованого трифакторний експеримент типу ПФЕ 3^3 за трикратної повторності наведено у додатку Г.3.1 та табл. 4.1, а загальний вигляд подрібнених частин коренеплодів – в додатку Г.3.1.

Апроксимуючу функцію, яка описує характер зміни ступеня подрібнення Φ_k та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем, визначену експериментальним шляхом, встановили у вигляді математичної моделі логарифмічної функції за найбільшим значенням коефіцієнта множинної детермінації $D_\mu = 0,965$ і $D_\lambda = 0,975$ (додаток Д.4.1)

$$\Phi_k = b_0 + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 + b_3 \ln x_3; \quad \lambda_k = b_0 + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 + b_3 \ln x_3, \quad (4.1)$$

де b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти значень x_i ; x_1, x_2, x_3 – кодовані фактори.

За умови ортогональності та симетрії планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 визначали числові значення коефіцієнтів b_0, b_1, b_2, b_3 апроксимуючої функції $\Phi_k = f_\Phi(x_1; x_2; x_3)$ і $\lambda_k = f_\lambda(x_1; x_2; x_3)$ за відомими формулами згідно з [175].

Перехід від кодованого значення коефіцієнта рівняння регресії до натурального значення проводили за формулами (3.1), (3.2) та (3.9).

Натуральні числові значення коефіцієнтів b_0, b_1, b_2, b_3 рівняння регресії, яке записано у вигляді функціональної залежності $\Phi_k = f_\Phi(x_1; x_2; x_3)$ і $\lambda_k = f_\lambda(z_n; n_{ш}; L_p)$, наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.1)

	Значення коефіцієнтів			
	b_0	b_1	b_2	b_3
$\Phi_k = f_\mu(x_1; x_2; x_3)$	-19,02	12,07	2,59	13,21
$\lambda_k = f_\lambda(z_n; n_{ш}; L_p)$	-50,79	52,9	4,4	12,75

Статистичну значущість коефіцієнтів b_1, b_2, b_3 рівняння регресії проводили за t -критерієм Ст'юдента згідно з (3.10), (3.11). При цьому було встановлено, що всі розрахункові значення коефіцієнтів b_1, b_2, b_3 рівняння регресії є значущими, додаток Д.4.1.

Перевірку адекватності емпіричної моделі, тобто відповідності отриманого теоретичного розподілу випадкових величин, які визначено за рівнянням регресії та відповідних значень реального експериментального масиву даних, проводили за F -критерієм Фішера згідно з (3.12), табличне значення якого визначали за умови $F_T(0,05; f_{ag}; f_u)$, де 0,05 означає 5 % рівень значущості (дорівнює $1-\alpha$, де α – довірча ймовірність).

Було встановлено, що умова адекватності емпіричної моделі виконується, тобто вибрана апроксимуюча математична модель адекватно описує отриманий реальний експериментальний масив даних.

За результатами проведеного ПФЕ 3³ та після визначення коефіцієнтів (табл. 4.2), перевірки адекватності вибраної моделі відповідному експериментальному масиву даних і оцінки статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії за відповідними критеріями було одержано кінцевий вигляд рівняння регресії зміни ступеня подрібнення Φ_k та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем залежно від кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку, частоти обертання n_{uu} шнека та робочої довжини шнека L_p у натуральних величинах як функція $\Phi_k = f_\Phi(z_n; n_{uu}; L_p)$ і $\lambda_k = f_\lambda(z_n; n_{uu}; L_p)$ [173, 175]

$$\Phi_k = -19,02 + 12,07 \ln(z_n) + 2,59 \ln(n_{uu}) + 13,21 \ln(L_p); \quad (4.2)$$

$$\lambda_k = -50,79 + 52,9 \ln(z_n) + 4,4 \ln(n_{uu}) + 12,75 \ln(L_p). \quad (4.3)$$

Отримані рівняння регресії (4.2), (4.3) є емпіричними моделями, які характеризують і визначають кількісні показники зміни ступеня подрібнення Φ_k та коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем залежно від параметрів процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів – кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку, частоти обертання n_{uu} шнека та робочої довжини шнека L_p у таких межах їх зміни: $4 \leq z_n \leq 8$ шт.; $100 \leq n_{uu} \leq 200$ об/хв; $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м.

Аналіз числового підрахунку кількісних значень ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем, які проведено за рівнянням регресії (4.2) та побудованих згідно з ним поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів коефіцієнта Φ_k як функція $\Phi_k = f_\Phi(z_n; n_{uu})$, рис. 4.1а, $\Phi_k = f_\Phi(z_n; L_p)$, рис. 4.1б, $\Phi_k = f_\Phi(n_{uu}; L_p)$, рис. 4.2 показує, що основний масив апроксимованих значень ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів знаходиться у числових межах від 6 до 24 частин.

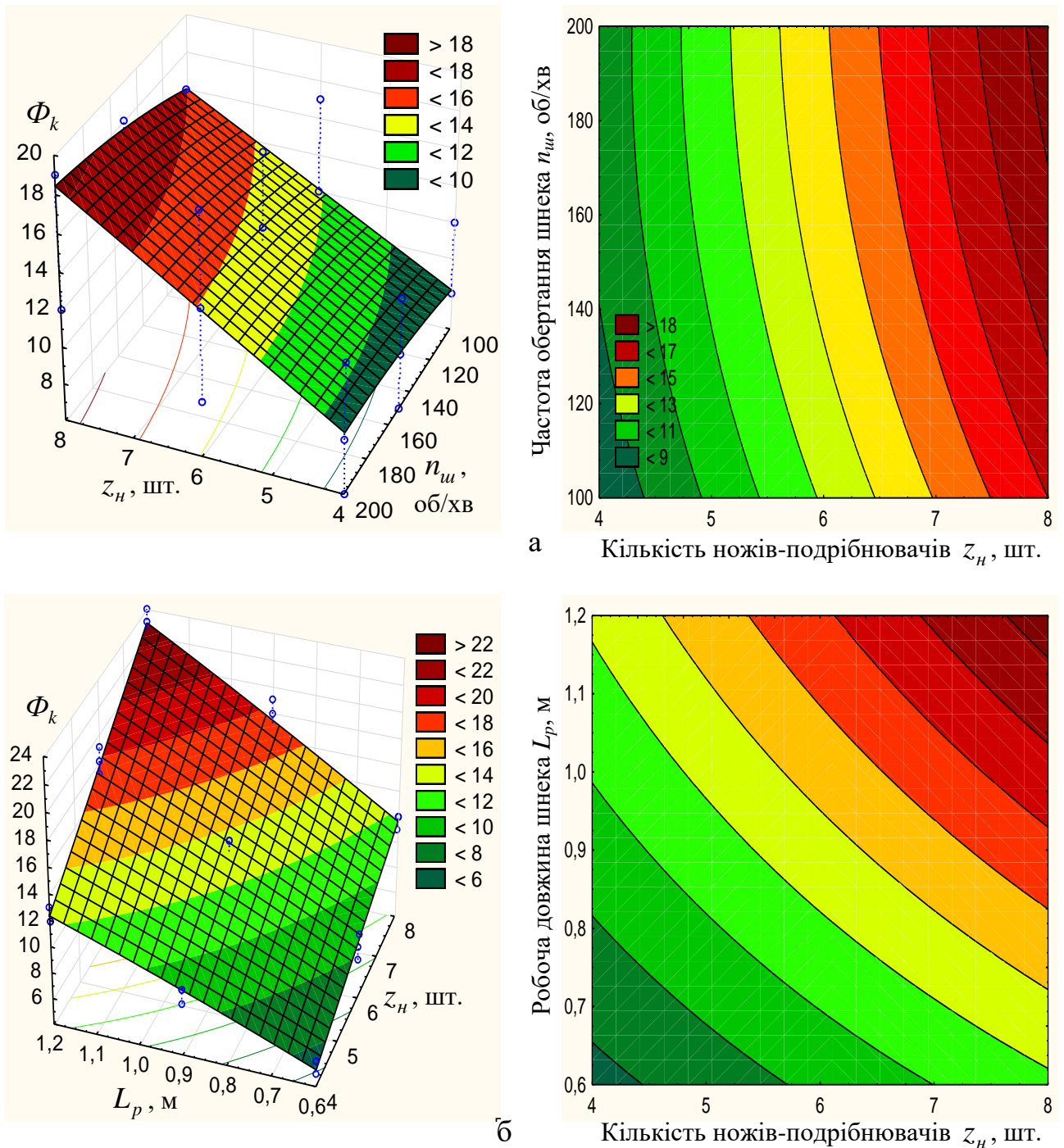


Рисунок 4.1 – Поверхня відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку функціональної залежності зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів як

$$\text{функція: а – } \Phi_k = f_{\Phi}(z_n; n_w); \text{ б – } \Phi_k = f_{\Phi}(z_n; L_p).$$

При цьому коефіцієнт подрібнення μ_k коренеплодів буде записано у вигляді співвідношення, наприклад, $\mu_k = 1 \div 24$, що характеризує безпосередньо кількісний показник подрібнення одиниці коренеплоду або на яку числову кількість подрібнено один коренеплід, тобто він поділений на 24 частини.

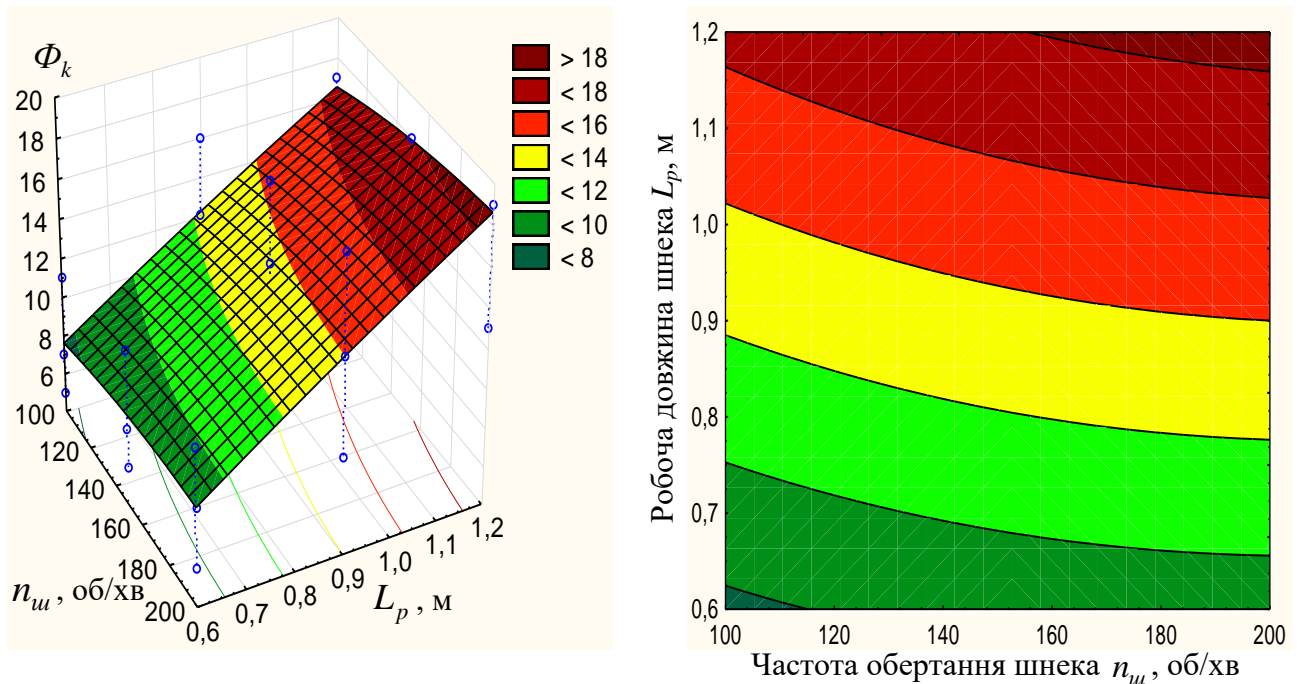


Рисунок 4.2 – Поверхня відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку функціональної залежності зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів як

$$\text{функція } \Phi_k = f_{\Phi}(n_u; L_p).$$

Характер впливу факторів на функціональну зміну ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів залежно від дії кожного окремого фактора відбувається по-різному. За збільшення кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку та робочої довжини шнека L_p ступінь подрібнення Φ_k коренеплодів зростає, при цьому приріст ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів у межах зміни фактора z_n за збільшення робочої довжини L_p шнека від 0,6 до 0,9 м та від 0,9 до 1,2 м є постійним і дорівнює відношенню 1:4. При цьому: за значення робочої довжини шнека $L_p = 0,6$ м значення ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів у межах зміни фактора z_n від 4 до 8 шт. зростає від 6 до 12 частин; за значення робочої довжини шнека $L_p = 0,9$ м значення ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів у межах зміни фактора z_n зростає від 9 до 18 частин; за значення робочої довжини шнека $L_p = 1,2$ м значення ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів у межах зміни фактора z_n зростає від 18 до 24 частин.

Справедливість наведеної констатації також характерна графічним побудовам, які наведено на рис. 4.3. При цьому за збільшення кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку від 4 до 8 шт. і робочої довжини шнека L_p від 0,6 до 1,2 м кількість подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем відносно кількості завантажених коренеплодів у бункер зростає приблизно в 4 рази, рис. 4.3.

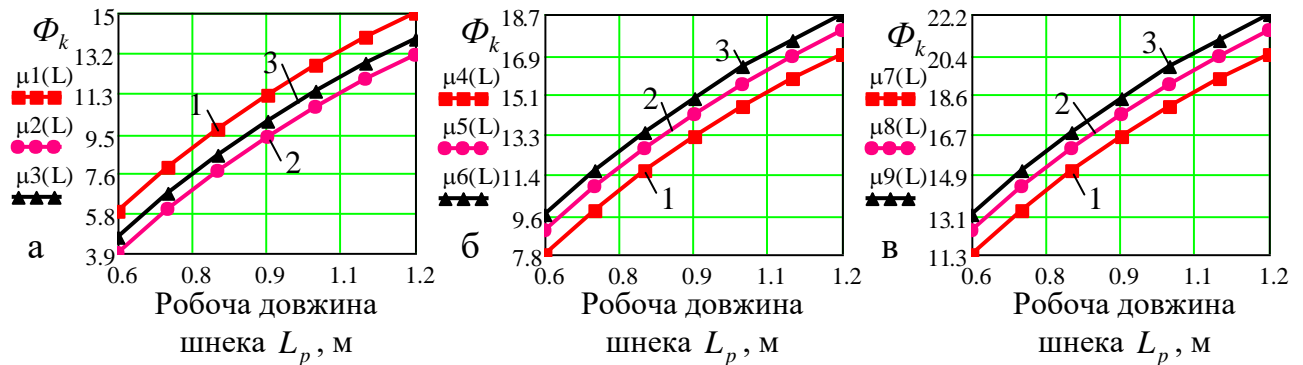


Рисунок 4.3 – Залежність зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів як

функція $\Phi_k = f_\phi(L_p)$: а, б, в – відповідно,

при $z_n = 4; 6; 8$ шт.; 1, 2, 3 – відповідно, $n_u = 100, 150$ і 200 об/хв.

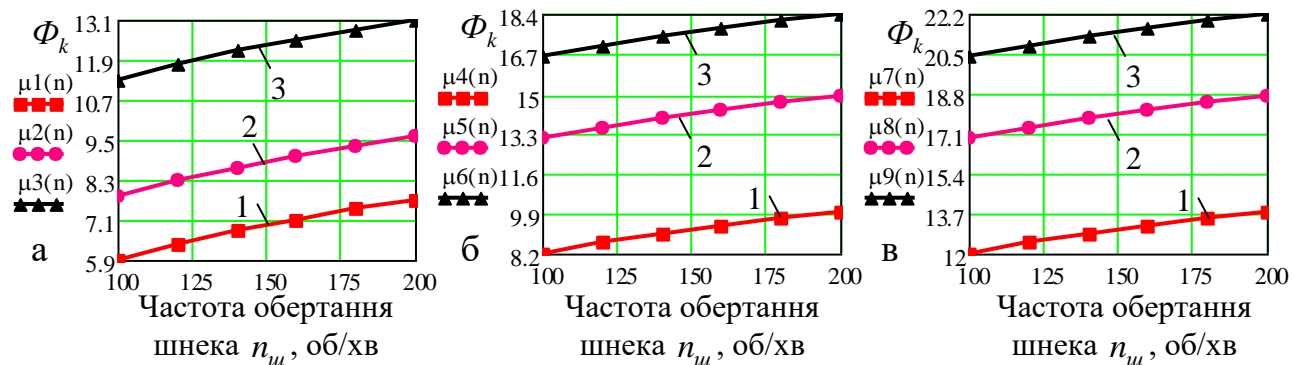


Рисунок 4.4 – Залежність зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів як

функція $\Phi_k = f_\phi(n_u)$: а, б, в – відповідно,

при $L_p = 0,6; 0,9; 1,2$ м; 1, 2, 3 – відповідно, $z_n = 4, 6$ і 8 шт.

Зміна частоти обертання шнека n_u має несуттєвий вплив на значення ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів. за збільшення частоти обертання шнека n_u у межах від 100 до 200 об/хв ступінь подрібнення Φ_k коренеплодів зростає у незначних межах – у середньому в 1,2 рази, рис. 4.3 та рис. 4.4.

На основі аналізу графічних побудов діаграми зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем (рис. 4.5) можна констатувати, що зміна частоти обертання шнека $n_{ш}$ у межах від 100 до 200 об/хв практично не впливає на зміну ступеня Φ_k за постійної робочої довжини шнека L_p та однакової кількості z_H установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека.



Рисунок 4.5 – Діаграма зміни ступеня подрібнення Φ_k коренеплодів:
а, б, в – $z_H = 4, 6, 8$ шт.

Встановлено, що за зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$ у межах від 100 до 200 об/хв та кількості z_H установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $z_H = 4, 6, 8$ шт., коефіцієнт подрібнення μ_k коренеплодів дорівнює співвідношенню:

- за робочої довжини шнека $L_p = 0,6$ м, відповідно, $\mu_k = 1 \div 6, 1 \div 9, 1 \div 12$;
- за робочої довжини шнека $L_p = 0,9$ м, відповідно, $\mu_k = 1 \div 9, 1 \div 12, 1 \div 18$;
- за робочої довжини шнека $L_p = 1,2$ м, відповідно, $\mu_k = 1 \div 12, 1 \div 18, 1 \div 24$.

Така закономірність характерна тим, що за більшої частоти обертання шнека $n_{ш}$, наприклад, $n_{ш} = 150$ об/хв зменшується час проходження коренеплодів робочої довжини шнека порівняно з часом проходження коренеплодів тієї ж робочої довжини шнека за частоти обертання шнека, наприклад, $n_{ш} = 100$ об/хв за рахунок різних швидкостей осьового переміщення коренеплодів.

Але при цьому, за неоднаковий час проходження коренеплодів робочої довжини шнека, спіральні витки (Г-подібні ножі-подрібнювачі) за рахунок різних частот обертання шнека виконують однакову кількість обертів або випадків подрібнення коренеплодів. Тому за таких умов коефіцієнт подрібнення μ_k коренеплодів є практично однаковим.

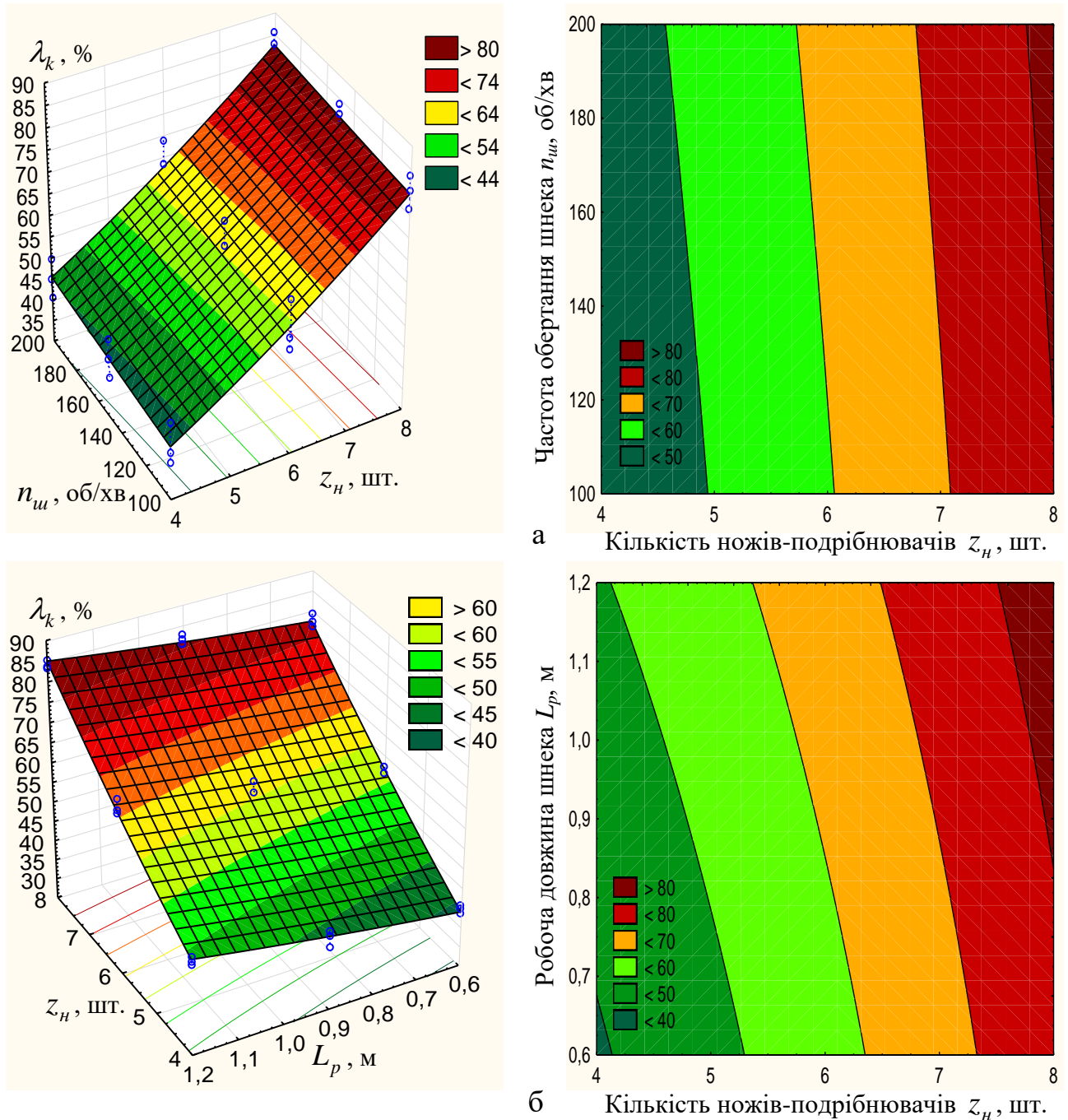


Рисунок 4.6 – Поверхня відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку функціональної залежності зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів як функція:

подрібнених частин коренеплодів як функція:

$$a - \lambda_k = f_{\lambda}(z_n; n_{ш}); \quad б - \lambda_k = f_{\lambda}(z_n; L_p).$$

Для проведення графо-аналітичного аналізу згідно з рівнянням регресії (4.3) побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів у вигляді функцій $\lambda_k = f_\lambda(z_n; n_{ш})$, $\lambda_k = f_\lambda(z_n; L_p)$ і $\lambda_k = f_\lambda(n_{ш}; L_p)$, які наведено, відповідно, на рис. 4.6 і рис. 4.7.

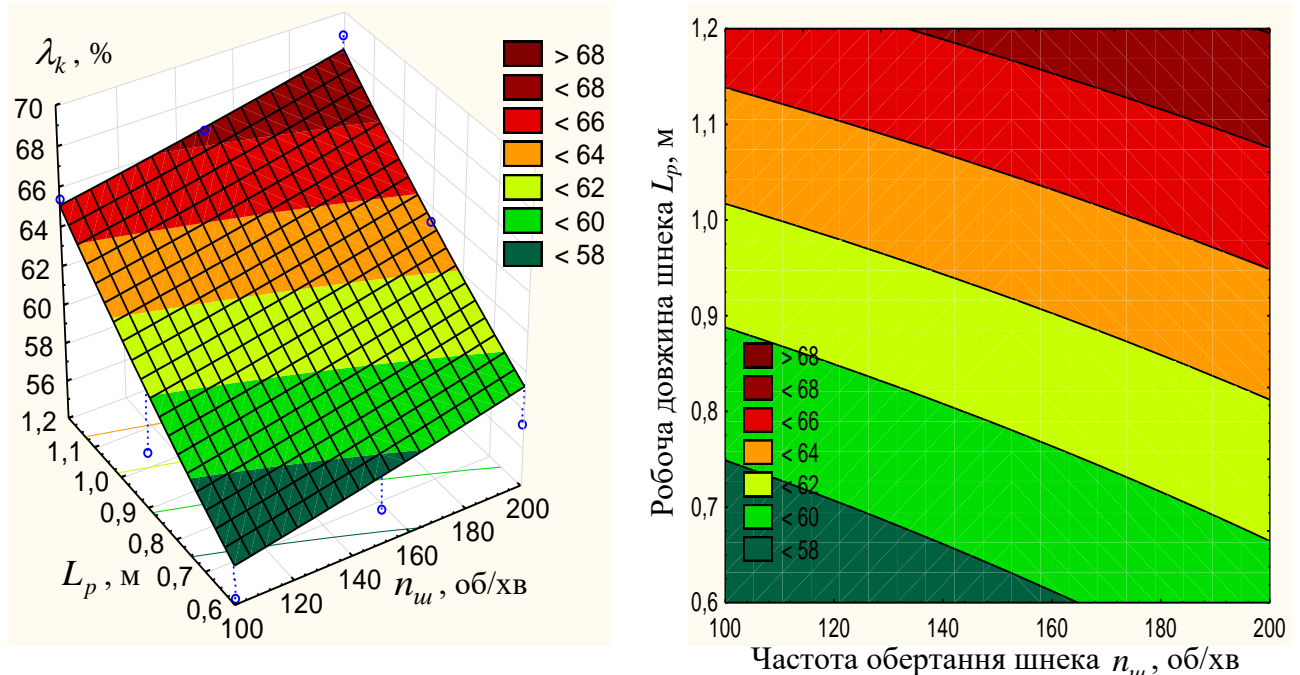


Рисунок 4.7 – Поверхня відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку функціональної залежності зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів як функція $\lambda_k = f_\lambda(n_{ш}; L_p)$.

Встановлено, що у межах зміни вхідних факторів, або $4 \leq z_n \leq 8$ шт., $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв, $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів знаходиться у межах від 36 до 85 %.

Домінуючими факторами, який суттєво впливає на кількісний показник зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем є кількість z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека та робоча довжина шнека L_p . При цьому за зміни кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів від 4 до 8 шт. (рис. 4.6) коефіцієнт однорідності λ_k

розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером подрібнювачем зростає у середньому в 2 рази, що характерно також залежностям, які наведено на рис. 4.8:

- за робочої довжини шнека $L_p = 0,6$ м від 36 до 76 %;
- за робочої довжини шнека $L_p = 0,9$ м від 41 до 81 %;
- за робочої довжини шнека $L_p = 1,2$ м від 45 до 85 %.

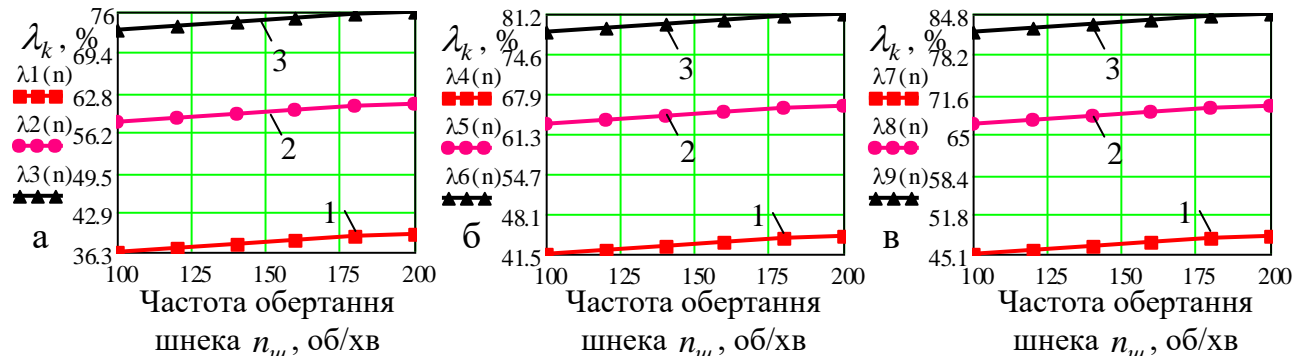


Рисунок 4.8 – Залежність зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів як функція $\lambda_k = f_\lambda(n_u)$: а, б, в – відповідно, при $L_p = 0,6; 0,9; 1,2$ м; 1, 2, 3 – відповідно, $z_n = 4, 6$ і 8 шт.

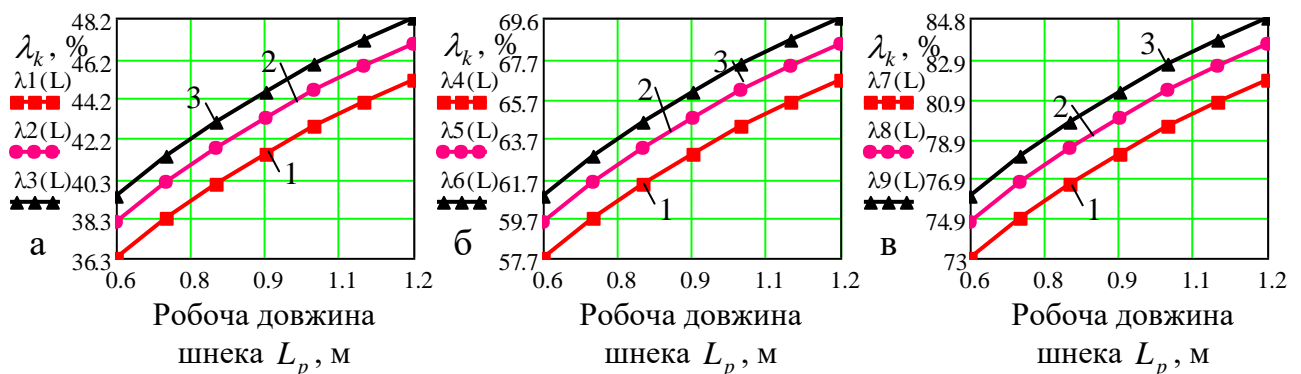


Рисунок 4.9 – Залежність зміни коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів як функція $\lambda_k = f_\lambda(L_p)$: а, б, в – відповідно, при $z_n = 4; 6; 8$ шт.; 1, 2, 3 – відповідно, $n_u = 100, 150$ і 200 об/хв.

За зміни робочої довжини шнека L_p від 0,6 до 1,2 м (рис. 4.9) коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів зростає у середньому в 1,2 рази за постійної кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів 4, 6 і 8 шт.

Частота обертання шнека $n_{ш}$ має несуттєвий вплив на функціональну зміну коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів – у межах зміни $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів збільшується у середньому на 2,5...3,0 %, рис. 4.8, рис. 4.9.

У результаті обробки отриманого експериментального масиву даних (додаток Г.3.1) було розроблено конкретизовані рівняння регресії у вигляді математичної моделі повного полінома другої степені, які характеризують функціональну залежність зміни коефіцієнта подрібнення $\mu_k^{(i)}$ коренеплодів і коефіцієнта однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів для фіксованих значень робочої довжини шнека $L_p = 0,6; 0,9$ і $1,2$ м

$$\left. \begin{aligned} \mu_k^{(i)} &= b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_{11} + b_{22} x_{22}; \\ \lambda_k^{(i)} &= b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_{11} + b_{22} x_{22}; \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.4) наведено у табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.1)

	Значення коефіцієнтів					
	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}
$\mu_k^{(0,6)} = f_\mu(z_n; n_{ш})$	0,22	-0,5	0,05	$3,5 \cdot 10^{-17}$	0,17	0,0001
$\mu_k^{(0,9)} = f_\mu(z_n; n_{ш})$	-5,72	2,0	0,07	0,005	-0,04	0,0003
$\mu_k^{(1,2)} = f_\mu(z_n; n_{ш})$	-0,5	3,33	-0,01	0,005	-0,13	$3,6 \cdot 10^{-17}$
$\lambda_k^{(0,6)} = f_\lambda(z_n; n_{ш})$	23,19	0,88	-0,006	0,003	0,68	$4,7 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_k^{(0,9)} = f_\lambda(z_n; n_{ш})$	8,8	3,51	0,13	-0,003	0,55	-0,0002
$\lambda_k^{(1,2)} = f_\lambda(z_n; n_{ш})$	11,0	10,2	-0,005	-0,0003	-0,11	0,0002

При цьому після перевірки коефіцієнтів було встановлено, що коефіцієнт b_{12} рівняння регресії $\mu_k^{(0,6)} = f_\mu(z_n; n_{ш})$, коефіцієнт b_{22} рівняння регресії $\mu_k^{(1,2)} = f_\mu(z_n; n_{ш})$ і $\lambda_k^{(0,6)} = f_\lambda(z_n; n_{ш})$ є незначущими, табл. 4.3.

Тоді рівняння регресії зміни коефіцієнта подрібнення $\mu_k^{(i)}$ коренеплодів і коефіцієнта однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем у натуральних величинах для фіксованого значення робочої довжини шнека $L_p = 0,6; 0,9$ і $1,2$ м будуть [173]:

$$\left. \begin{aligned} \mu_k^{(0,6)} &= 0,22 - 0,5z_n + 0,05n_{ш} + 0,17z_n^2 - 0,1 \cdot 10^{-3} n_{ш}^2; \\ \mu_k^{(0,9)} &= -5,72 + 2,0z_n + 0,07n_{ш} + 0,005z_n n_{ш} - 0,04z_n^2 - 0,3 \cdot 10^{-3} n_{ш}^2; \\ \mu_k^{(1,2)} &= -0,5 + 3,33z_n - 0,01n_{ш} + 0,005z_n n_{ш} - 0,13z_n^2 \end{aligned} \right\}; \quad (4.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_k^{(0,6)} &= 23,19 + 0,88z_n - 0,006n_{ш} + 0,003z_n n_{ш} + 0,68z_n^2; \\ \lambda_k^{(0,9)} &= 8,8 + 3,51z_n + 0,13n_{ш} - 0,004z_n n_{ш} + 0,55z_n^2 - 0,2 \cdot 10^{-3} n_{ш}^2; \\ \lambda_k^{(1,2)} &= 11,0 + 10,2z_n - 0,05n_{ш} - 0,3 \cdot 10^{-3} z_n n_{ш} - 0,11z_n^2 + 0,2 \cdot 10^{-3} n_{ш}^2 \end{aligned} \right\}, \quad (4.6)$$

Згідно з отриманими рівняннями регресії (4.5), (4.6) побудовано поверхні відгуку функціональної залежності зміни коефіцієнта подрібнення $\mu_k^{(i)}$ і коефіцієнта однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів для фіксованих значень робочої довжини шнека $L_p = 0,6; 0,9$ і $1,2$ м залежно від зміни від кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку та частоти обертання $n_{ш}$ шнека як функція $\mu_k^{(i)} = f_{\mu}(z_n; n_{ш})$, $\lambda_k^{(i)} = f_{\lambda}(z_n; n_{ш})$, які наведено на рис. 4.10.

На основі аналізу наведених поверхонь відгуку (рис. 4.10) та побудованих залежностей зміни коефіцієнта подрібнення коренеплодів як функція $\mu_k^{(i)} = f_{\mu}(z_n)$ (рис. 4.11а) і коефіцієнта однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів як функція $\lambda_k^{(i)} = f_{\lambda}(n_{ш})$ (рис. 4.11б) для конкретизованих значень робочої довжини шнека встановлено:

- що конкретизовані значення коефіцієнта $\mu_k^{(i)}$ за зміни кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека у межах $4 \leq z_n \leq 8$ шт. та частоти обертання шнека $n_{ш}$ у межах від 100 до

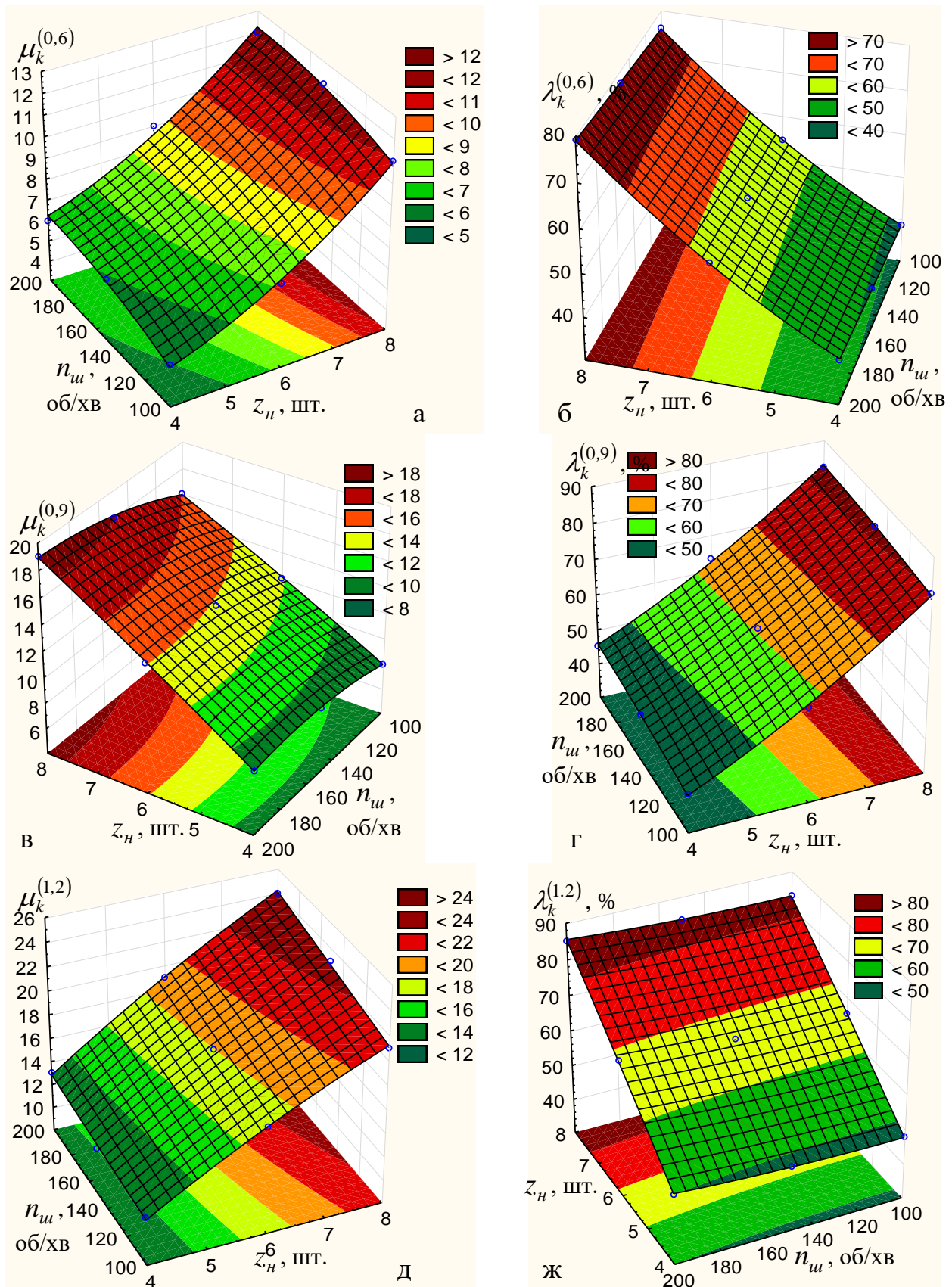


Рисунок 4.10 – Поверхня відгуку та її двомірний переріз зміни:

$$a - \mu_k^{(0,6)} = f_\mu(z_H; n_u); \quad б - \lambda_k^{(0,6)} = f_\lambda(z_H; L_p); \quad в - \mu_k^{(0,9)} = f_\mu(z_H; n_u);$$

$$г - \lambda_k^{(0,9)} = f_\lambda(z_H; n_u); \quad д - \mu_k^{(1,2)} = f_\mu(z_H; n_u); \quad ж - \lambda_k^{(1,2)} = f_\lambda(z_H; n_u).$$

200 об/хв змінюється від співвідношення 1:5 до співвідношення 1:12 для робочої довжини шнека $L_p = 0,6$ м (рис. 4.10а, рис. 4.11а); від співвідношення 1:7 до співвідношення 1:18 для робочої довжини шнека $L_p = 0,9$ м (рис. 4.10в, рис. 4.11а); від співвідношення 1:11 до співвідношення 1:24 для робочої довжини шнека $L_p = 1,2$ м (рис. 4.10д, рис. 4.11а);

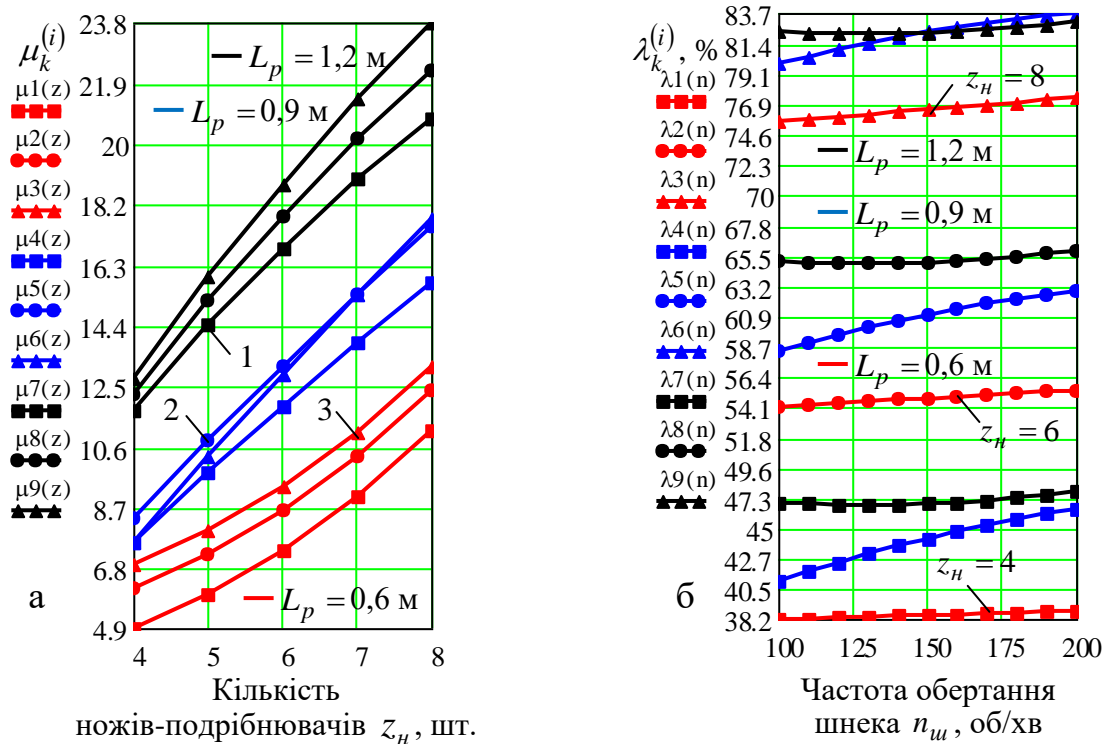


Рисунок 4.11 – Залежність зміни: а – коефіцієнта подрібнення $\mu_k^{(i)}$ коренеплодів

як функція $\mu_k^{(i)} = f_\mu(z_n)$, 1, 2, 3 – відповідно, $n_u = 100, 150, 200$ об/хв;

б – коефіцієнта однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів як

функція $\lambda_k^{(i)} = f_\lambda(n_u)$.

- що конкретизовані значення коефіцієнта $\lambda_k^{(i)}$ за зміни частоти обертання шнека n_u у межах від 100 до 200 об/хв та кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека у межах $4 \leq z_n \leq 8$ шт. змінюється від 38 до 77 % для робочої довжини шнека $L_p = 0,6$ м (рис. 4.10б, рис. 4.11б); від 41 до 84 % для робочої довжини шнека $L_p = 0,9$ м (рис. 4.10г, рис. 4.11б); від 47 до 82 % для робочої довжини шнека $L_p = 1,2$ м (рис. 4.10ж, рис. 4.11б).

Характер зміни конкретизованого значення коефіцієнта $\lambda_k^{(i)}$ однорідності подрібнених частин коренеплодів залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$ у межах від 100 до 200 об/хв та за значення однієї кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека ідентичний характеру зміни загального коефіцієнта λ_k однорідності подрібнених частин коренеплодів, тобто частота обертання шнека $n_{ш}$ має несуттєвий вплив на функціональну зміну коефіцієнта однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів – у межах зміни $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв коефіцієнт однорідності $\lambda_k^{(i)}$ розміру подрібнених частин коренеплодів для довжини шнека $L_p = 0,6; 0,9; 1,2$ м збільшується у середньому на 1,5...5,0 %, рис. 4.11б та додаток Г.5.1

4.2. Експериментальні дослідження продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Відповідно до програми експериментальних досліджень та для перевірки адекватності розробленої математичної моделі (2.86), яка характеризує функціональну зміну теоретичної розрахункової продуктивності $\Pi_{ш}$ роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів провели експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, конструктивну схему якої наведено на рис. 3.2, а загальний вигляд макетного зразка лабораторної установки – на рис. 3.3, рис.3.5.

Методику проведення експериментальних досліджень із визначення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від параметрів процесу наведено в пункті 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Експериментальні дослідження провели на основі реалізації планованого двофакторного експерименту на трьох рівнях варіювання факторами, або планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^2 .

Схему структурної моделі планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^2 наведено на рис. 3.13. Технічну характеристику макетного зразка лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено у табл. 1.В.2.1 додатка В.2.1.

Послідовність проведення експериментів під час визначення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів здійснювали згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці двофакторного планованого експерименту типу ПФЕ 3^2 (табл. 2.В.3.2 додатка В.3.2). При цьому характеристику змінних факторів і значення рівнів їх варіювання, які встановлено згідно з результатами проведених теоретичних досліджень (пункт 2.3, розділ 2), наведено в табл. 3.3 підпункту 3.3 третього розділу дисертаційної роботи.

У додатку Г.1.1. наведено загальний вигляд макетного зразка лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача у роботі. При цьому параметри шнекового транспортера-подрібнювача були такими: крок спірального витка $T=0,15$ м; кількість Г-подібних ножів-подрібнювачів, які встановлено на одному витку шнека $z_n=8$, робоча довжина шнека $L_p=1,2$ м.

Результати реалізації план-матриці експериментальних досліджень із визначення маси вивантаженого матеріалу $M_k(t_e)$ з крайнього вивантажувального шибера шнекового транспортера-подрібнювача наведено в додатку Д.6.2. Числові значення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, або масив експериментальних даних, який обчислено за формулою (3.13), наведено в табл. 4.4. Обробку отриманого експериментального масиву даних продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, яку наведено в додатку Г.7.2, трактування та аналіз отриманих результатів провели згідно з методикою, наведеною в пункті 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Функцію графічної апроксимації експериментальних значень точок композиційного плану, яка характеризує та функціонально описує зміну продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, знаходили у вигляді математичної моделі лінійної функції:

- у кодovаних і натуральних величинах:

$$P_{ue} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2; \quad P_{ue} = b_0 + b_1n_{ui} + b_2D_{ui}, \quad (4.7)$$

де b_0, b_1, b_2 – вільний член і коефіцієнти відповідних значень факторів;

x_1, x_2 – відповідні кодovані фактори;

n_{ui}, D_{ui} – натуральні змінні вхідні фактори або, відповідно: частота обертання шнека, об/хв; діаметр шнека, м.

Таблиця 4.4

Результати експериментальних досліджень
продуктивності роботи P_{ue} шнекового транспортера-подрібнювача

№ експер.	n_{ui} , об/хв	D_{ui} , м	P_{ue} , кг/с			
			P_{1ue}	P_{2ue}	P_{3ue}	$P_{сши}$
1	100	0,2	0,8	0,85	0,75	0,8
2	150	0,2	1,35	1,25	1,3	1,3
3	200	0,2	1,85	1,85	1,7	1,8
4	100	0,25	1,05	1,15	1,1	1,1
5	150	0,25	1,65	1,5	1,65	1,6
6	200	0,25	2,2	2,05	2,05	2,1
7	100	0,3	1,4	1,1	1,3	1,3
8	150	0,3	1,85	2,05	1,8	1,9
9	200	0,3	2,1	2,4	2,4	2,3

Невідомі значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.7), які характеризують зміну продуктивності роботи P_{ue} шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів та які записано у вигляді функціональної залежності $P_{ue} = f_{II}(x_1; x_2)$ у кодovаних величинах, визначали за відомими формулами згідно з [182], а перехід від кодovаних величин до натуральних, або визначення коефіцієнтів рівняння регресії апроксимуючої моделі $P_{ue} = f_{II}(n_{ui}; D_{ui})$ у натуральних величинах визначали за формулою (3.9).

Визначені натуральні числові значення коефіцієнтів рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну продуктивності роботи P_{ue} шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів у вигляді функції $P_{ue} = f_{II}(n_{ui}; D_{ui})$ наведено у табл. 4.5.

Натуральні значення коефіцієнтів b_i рівняння регресії зміни продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Позначення	Натуральні значення коефіцієнтів рівняння регресії		
	b_0	b_1	b_2
$\Pi_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш}; D_{ш})$	-1,26	0,01	5,33

Після оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з (3.10), (3.11) та перевірки адекватності моделі згідно з (3.12) (додаток Г.8.2), отримано рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів у натуральних величинах [172]

$$\Pi_{ше} = -1,26 + 0,01n_{ш} + 5,33D_{ш}. \quad (4.8)$$

За рівнянням регресії (4.8) побудовано поверхню відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку, які характеризують функціональну зміну продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів у вигляді функції $\Pi_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш}; D_{ш})$, рис. 4.12.

Рівняння регресії (4.8) характеризує функціональну зміну продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від конструктивно-кінематичних параметрів шнека у таких межах зміни вхідних факторів: частоти обертання шнека у діапазоні $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв; діаметра шнека у діапазоні $0,2 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м за постійного кроку спірального витка шнека $T = 0,15$ м.

У заданих межах варіювання змінними вхідними факторами, тобто частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 100 до 200 об/хв та діаметра шнека $D_{ш}$ від 0,2 до 0,3 м, функціональна зміна продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, яку визначено експериментальним шляхом, знаходиться у діапазоні від 0,8 до 2,3 кг/с, рис. 4.12.

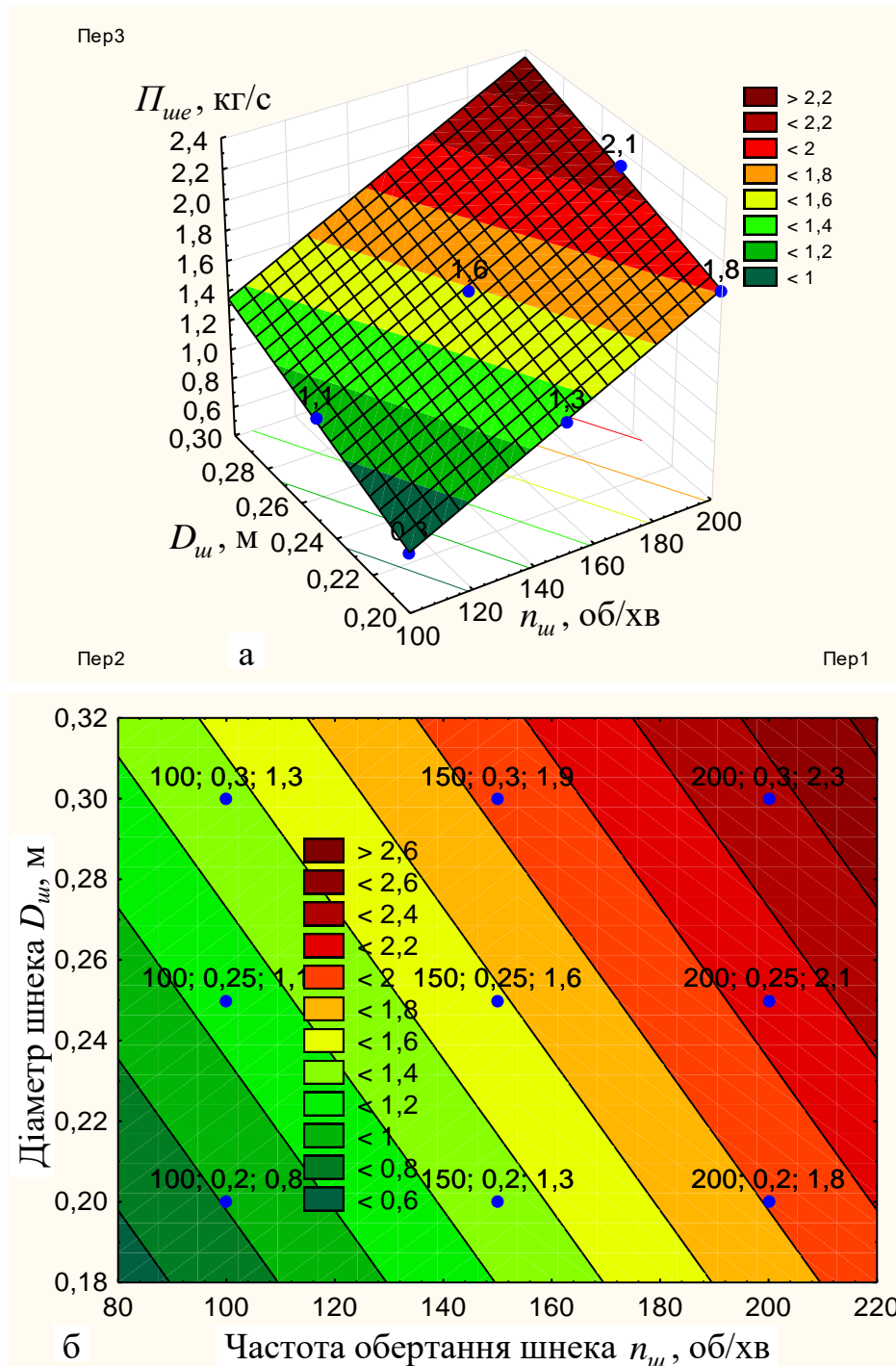


Рисунок 4.12 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз зміни продуктивності роботи $P_{ше}$ як функція $P_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш}; D_{ш})$.

Ці значення продуктивності роботи $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів також характерні функціональним залежностям, які побудовано згідно функції $P_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш})$ та які наведено рис. 4.13.

Функціональна зміна продуктивності роботи $Q_{ке}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від зміни вхідних факторів

має прямо пропорційний характер – зі збільшенням, як частоти обертання $n_{ш}$ шнека так і діаметра $D_{ш}$ шнека значення продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ також зростає.

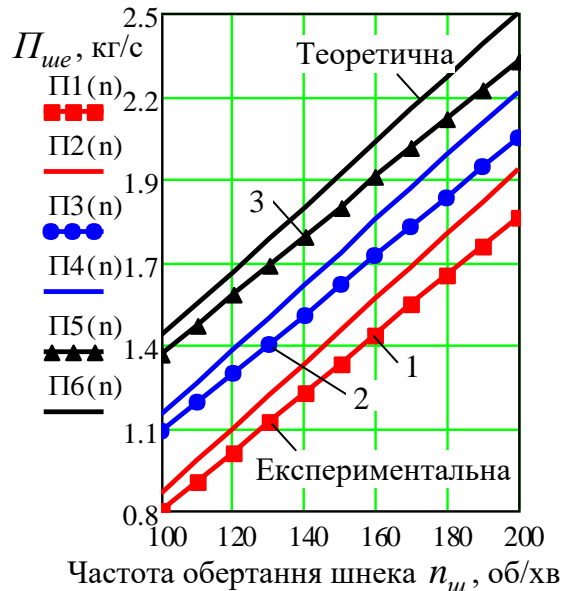


Рисунок 4.13 – залежність зміни продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ як функція

$$\Pi_{ше} = f_{\Pi}(n_{ш}): 1, 2, 3 - \text{відповідно, } D_{ш} = 0,2; 0,25; 0,3 \text{ м.}$$

При цьому домінуючим фактором, який має значний функціональний вплив на приріст продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів є частота обертання $n_{ш}$ шнека – за збільшення частоти обертання $n_{ш}$ шнека від 100 до 200 об/хв продуктивність роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів збільшується в середньому на 0,7...0,9 кг/с, рис. 4.13.

Збільшення діаметра $D_{ш}$ шнека в межах від 0,2 до 0,3 м призводить до незначного збільшення $\Pi_{ше}$ – у середньому на 0,3 кг/с, рис. 4.13.

Розбіжність експериментальних значень продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, які отримано згідно з рівнянням регресії (4.8) (графічні залежності $\Pi_1(n)$, $\Pi_3(n)$, $\Pi_5(n)$) та теоретичних значень продуктивності $\Pi_{ш}$ роботи ($\Pi_1(n)$, $\Pi_3(n)$, $\Pi_5(n)$) (рис. 4.13), які отримано на аналітичному рівні згідно з теоретичною моделлю (2.86), знаходиться у межах 10...15 %.

На основі проведеного аналізу теоретично-експериментальних досліджень можна стверджувати, що розроблена теоретична модель (2.86), що описує зміну продуктивності роботи $\Pi_{ш}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів на аналітичному рівні залежно від параметрів шнека адекватна рівнянню регресії (4.8), яке описує $\Pi_{ше}$ на емпіричному рівні.

Розроблені аналітична (2.86) та емпірична (4.8) моделі можуть бути використані для подальшої оптимізації параметрів і режимів роботи комбінованих гвинтових механізмів.

4.3. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Для визначення питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів провели експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, конструктивну схему якої наведено на рис. 3.2, а загальний вигляд макетного зразка лабораторної установки – на рис. 3.3, рис.3.5.

Методику проведення експериментальних досліджень із визначення характеру функціональної зміни питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено в пункті 3.3 розділу 3 дисертаційної роботи.

Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів провели на основі реалізації трифакторного планованого експерименту на трьох рівнях варіювання факторами або планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 , структурну схему моделі якого наведено на рис. 3.1 та рис. 3.13.

При цьому, для дослідження питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $P_{ше} = f_P(x_1; x_2; x_3)$.

Технічну характеристику макетного зразка лабораторної установки шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів у додатку В.2.1.

Послідовність проведення першого та наступних експериментів із визначення питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів встановлювали згідно з нумерованим порядком рандомізованої симетричної план-матриці (додаток В.3.2). Характеристику визначених змінних факторів і значення їх рівнів варіювання наведено в табл. 3.3 третього розділу дисертаційної роботи.

Результати реалізації симетричної план-матриці композиційного плану планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 із визначення маси вивантаженого матеріалу $M_k(t_e)$ з крайнього вивантажувального шибера та продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено в додатку Г.6.2.

Числові значення питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від параметрів процесу або масив експериментальних даних, який обчислено за формулою (3.17) наведено в табл. 4.6. Отриманий масив експериментальних даних зміни затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від змінних вхідних факторів наведено в додатку Г.9.3.

Апроксимуючу функцію, яка характеризує та функціонально описує зміну затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від змінних вхідних факторів, визначену за найбільшим числовим значенням коефіцієнта детермінації, знаходили у вигляді математичної моделі оберненої функції:

- у кодованих і натуральних величинах

$$P_{ше} = b_0 + \frac{b_1}{x_1} + \frac{b_2}{x_2} + \frac{b_3}{x_3}; \quad P_{ше} = b_0 + \frac{b_1}{n_{ш}} + \frac{b_2}{D_{ш}} + \frac{b_3}{z_n}, \quad (4.9)$$

де $P_{ше}$ – затрати споживчої потужності макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, кВт с/кг м;

b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти відповідних значень змінних вхідних факторів;

x_1, x_2, x_3 – відповідні кодовані фактори.

Результати експериментальних досліджень
питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$

№ експер.	$n_{ш}$, об/хв	$D_{ш}$, м	z_n , шт.	$P_{ше}$, кг/с				K_z , %	$P_{ше}$, кВт с/кг м
				$P_{1ше}$	$P_{2ше}$	$P_{3ше}$	$P_{сше}$		
1	100	0,2	4	0,8	0,85	0,75	0,8	4	0,04
2	150	0,2	4	1,35	1,25	1,3	1,3	5	0,03
3	200	0,2	4	1,85	1,85	1,7	1,8	6,5	0,029
4	100	0,25	4	1,05	1,15	1,1	1,1	4,5	0,032
5	150	0,25	4	1,65	1,5	1,65	1,6	5,5	0,027
6	200	0,25	4	2,2	2,05	2,05	2,1	7	0,026
7	100	0,3	4	1,4	1,1	1,3	1,3	5	0,031
8	150	0,3	4	1,85	2,05	1,8	1,9	6	0,025
9	200	0,3	4	2,1	2,4	2,4	2,3	7,5	0,026
10	100	0,2	6	0,8	0,85	0,75	0,8	5	0,05
11	150	0,2	6	1,35	1,25	1,3	1,3	6	0,037
12	200	0,2	6	1,85	1,85	1,7	1,8	7,5	0,033
13	100	0,25	6	1,05	1,15	1,1	1,1	5,5	0,04
14	150	0,25	6	1,65	1,5	1,65	1,6	6,5	0,032
15	200	0,25	6	2,2	2,05	2,05	2,1	8	0,03
16	100	0,3	6	1,4	1,1	1,3	1,3	6	0,037
17	150	0,3	6	1,85	2,05	1,8	1,9	7	0,029
18	200	0,3	6	2,1	2,4	2,4	2,3	8,5	0,029
19	100	0,2	8	0,8	0,85	0,75	0,8	6	0,059
20	150	0,2	8	1,35	1,25	1,3	1,3	7	0,043
21	200	0,2	8	1,85	1,85	1,7	1,8	8,5	0,037
22	100	0,25	8	1,05	1,15	1,1	1,1	6,5	0,047
23	150	0,25	8	1,65	1,5	1,65	1,6	7,5	0,037
24	200	0,25	8	2,2	2,05	2,05	2,1	9	0,034
25	100	0,3	8	1,4	1,1	1,3	1,3	7	0,043
26	150	0,3	8	1,85	2,05	1,8	1,9	7,5	0,031
27	200	0,3	8	2,1	2,4	2,4	2,3	10,5	0,036

Невідомі значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.9), які характеризують затрати споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від змінних вхідних факторів та які записано у вигляді функціональної залежності $P_{ше} = f_p(x_1; x_2; x_3)$ у кодованих величинах, визначали за відомими формулами згідно з [182], а перехід від кодованих величин до натуральних, або визначення коефіцієнтів рівняння регресії (4.9) апроксимуючої моделі $P_{ше} = f_p(n_{ш}; D_{ш}; z_n)$ у натуральних величинах, визначали за формулою (3.9).

Розраховані натуральні числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.10), яке характеризує функціональну зміну затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від змінних вхідних факторів і яку записано у вигляді функціональної залежності $P_{ше} = f_P(n_{ш}; D_{ш}; z_n)$ наведено у табл. 4.7.

Таблиця 4.7

Натуральні значення коефіцієнтів b_i рівняння регресії зміни затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Позначення	Натуральні значення коефіцієнтів рівняння регресії			
	b_0	b_1	b_2	b_3
$P_{ше} = f_P(n_{ш}; D_{ш}; z_n)$	0,014	2,31	0,005	-0,087

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.9) провели згідно з умовою (3.10), (3.11), а перевірку адекватності моделі провели згідно з (3.12).

Показники статистичної обробки масиву експериментальних даних питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів наведено в додатку Д.10.3.

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі та оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.9) й подальшого переходу від кодованих позначень вхідних факторів до натуральних величин згідно з положеннями (3.9), отримано рівняння регресії в натуральних факторах, яке характеризує та функціонально описує зміну питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

$$P_{ше} = 0,014 + \frac{2,31}{n_{ш}} + \frac{0,005}{D_{ш}} - \frac{0,087}{z_n}. \quad (4.10)$$

Розроблене рівняння регресії (емпірична модель) у натуральних величинах (4.10) може бути використано для визначення характеру функціона-

льної зміни та значення питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, яке записано у вигляді апроксимуючої моделі $P_{ше} = f_P(n_{ш}; D_{ку}; z_n)$ у наступних межах варіювання змінних вхідних факторів за постійного кроку спірального витка шнека $T = 0,15$ м: частоти обертання шнека $100 \leq n_k \leq 200$ об/хв; діаметра шнека $0,2 \leq D_k \leq 0,3$ м; кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $4 \leq z_n \leq 8$ шт.

Аналіз триманого рівняння регресії (4.10) та побудованої згідно з ним поверхні відгуку та її двомірного перерізу (рис. 4.14) у вигляді функцій $P_{ше} = f_P(n_{ш}; D_{ш})$, $P_{ше} = f_P(n_{ш}; z_n)$ і $P_{ше} = f_P(D_{ш}; z_n)$ показує, що основний масив експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів знаходиться в межах від 0,021 до 0,046 кВт с/кг м відносно характеру зміни кількості Г-подібних ножів-подрібнювачів z_n , частоти обертання $n_{ш}$ та діаметра $D_{ш}$ шнека.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від зміни частоти обертання n_k і діаметра D_k шнекового конвеєра має зворотний характер – за збільшення частоти обертання $n_{ш}$ та діаметра $D_{ш}$ шнека питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ зменшуються. Ці твердження також аналогічні та цілком адекватні характеру зміни питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, які описуються залежностями, що наведено на рис. 4.15.

Зворотний характер функціональної залежності зменшення питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів відносно збільшення частоти обертання $n_{ш}$ та діаметра $D_{ш}$ шнека є прямим наслідком збільшення продуктивності роботи $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

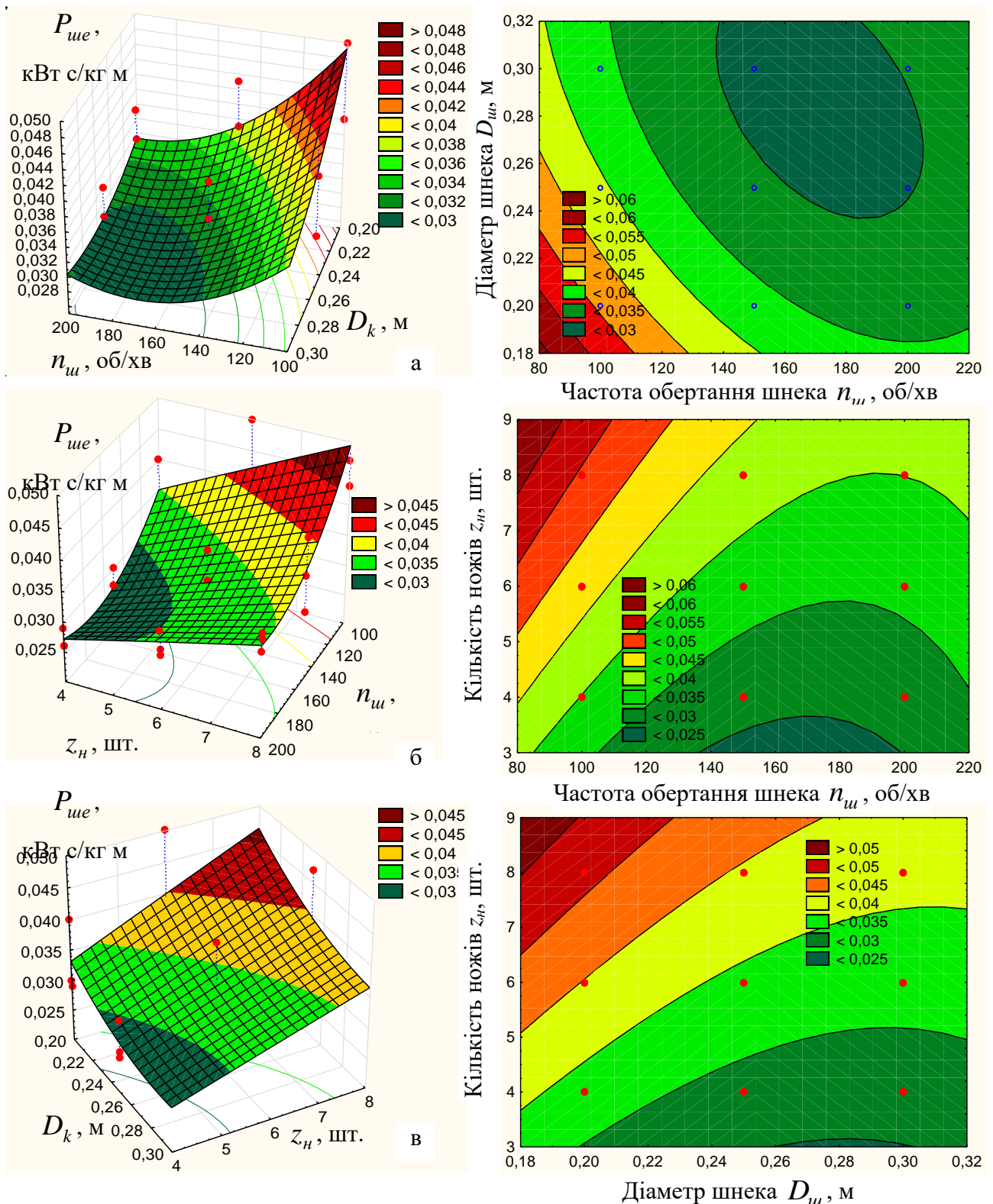


Рисунок 4.14 – Поверхня відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку

затрат споживчої потужності $P_{ше}$ як функція: а – $P_{ше} = f_P(n_{ш}; D_{ш})$;

б – $P_{ше} = f_P(n_{ш}; z_{ш})$; в – $P_{ше} = f_P(D_{ш}; z_{ш})$.

При цьому в межах збільшення частоти обертання $n_{ш}$ шнека $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка

шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів зменшуються в середньому на 0,02...0,025 кВт с/кг м залежно від відповідного значення діаметра шнека $D_{ш}$, рис. 4.15а. У межах збільшення діаметра шнека $0,2 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів зменшуються в середньому на 0,085...0,09 кВт с/кг м залежно від відповідного значення частоти обертання шнека $n_{ш}$, рис. 4.15а.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів залежно від зміни кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека z_H має прямий пропорційний характер – за збільшення z_H питомі затрати споживчої потужності $P_{ше}$ пропорційно збільшуються. Ці твердження також аналогічні та цілком адекватні характеру зміни питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$ макетного зразка шнекового

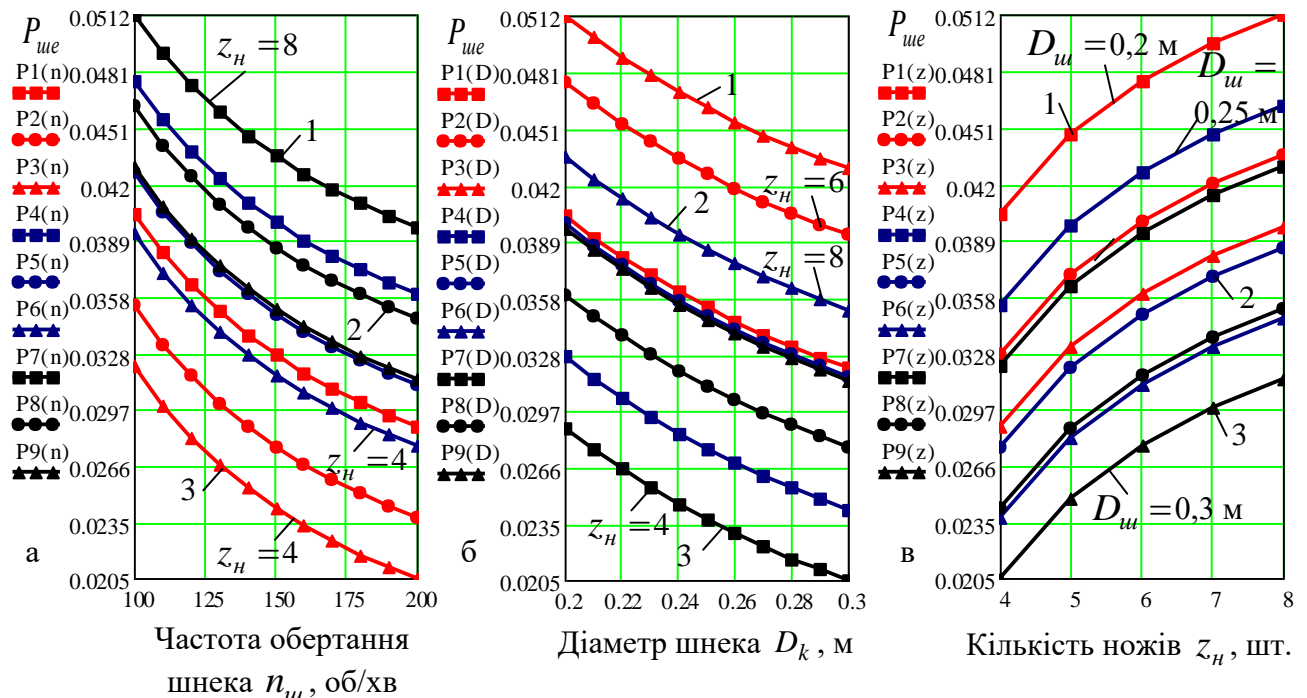


Рисунок 4.15 – Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності $P_{ше}$

шнекового транспортера-подрібнювача як функція: а – $P_{ше} = f_P(n_{ш})$,

1, 2, 3 – $D_{ш} = 0,2; 0,25; 0,3$ м; б – $P_{ше} = f_P(D_{ш})$, 1, 2, 3 – $n_{ш} = 100; 150; 200$

об/хв; в – $P_{ше} = f_P(z_H)$, 1, 2, 3 – $n_{ш} = 100; 150; 200$ об/хв.

транспортера-подрібнювача коренеплодів, які описуються залежностями, що наведено на рис. 4.15в. При цьому, за збільшення z_n від 4 до 8 шт., питомі затрати споживчої потужності P_{ue} шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів збільшуються в середньому на 0,085...0,09 кВт с/кг м, рис. 4.15в.

На основі аналізу двомірного перерізу поверхні відгуку (рис. 4.14), яку побудовано згідно з рівнянням регресії (4.12) встановлено, що найменші значення питомих затрат споживчої потужності макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів $P_{ue} = 0,025...0,03$ кВт с/кг отримано за значення частоти обертання шнека у межах $130 \leq n_{uu} \leq 200$ об/хв, діаметра шнека у межах $0,23 \leq D_{uu} \leq 0,3$ м, кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $4 \leq z_n \leq 5$ шт.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу питомих затрат споживчої потужності P_{ue} макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів можна констатувати, що раціональне функціонування шнекового транспортера-подрібнювача у аспекті забезпечення мінімальних питомих затрат споживчої потужності $P_{ue} \rightarrow \min$ досягається за таких усереднених параметрів шнека: частота обертання шнека $n_{uu} = 160$ об/хв; діаметр шнека $D_{uu} = 0,25$ м; кількість установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $z_n = 5$ шт.

4.4. Висновки до розділу

4.4.1. Основний масив апроксимованих значень коефіцієнта подрібнення μ_k коренеплодів знаходиться у співвідношення від $\mu_k = 1 \div 6$ до $\mu_k = 1 \div 24$. За збільшення кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку та робочої довжини шнека L_p коефіцієнт подрібнення μ_k коренеплодів зростає, при цьому приріст коефіцієнта μ_k подрібнення коренеплодів у межах зміни фактора z_n за збільшення робочої довжини L_p шнека від 0,6 до 0,9 м та від 0,9 до 1,2 м є постійним і дорівнює співвідношенню $\mu_k = 1 \div 4$.

4.4.2. За збільшення кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку від 4 до 8 шт. і робочої довжини шнека L_p від 0,6 до 1,2 м кількість подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем відносно кількості завантажених коренеплодів у бункер зростає приблизно в 4 рази, а зміна частоти обертання шнека $n_{ш}$ має несуттєвий вплив на значення коефіцієнта подрібнення μ_k коренеплодів – за збільшення $n_{ш}$ у межах від 100 до 200 об/хв коефіцієнт подрібнення μ_k коренеплодів зростає у незначних межах – у середньому в 1,2 рази.

4.4.3. Встановлено, що у межах зміни вхідних факторів, або $4 \leq z_n \leq 8$ шт., $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв, $0,6 \leq L_p \leq 1,2$ м коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів знаходиться у межах від 36 до 85 %. При цьому за зміни кількості z_n установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів від 4 до 8 шт. коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем зростає у середньому в 2 рази.

4.4.4. Частота обертання шнека $n_{ш}$ має несуттєвий вплив на функціональну зміну коефіцієнта однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів – у межах зміни $100 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів збільшується у середньому на 2,5...3,0 %.

4.4.5. У заданих межах варіювання факторами, тобто частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 100 до 200 об/хв та діаметра шнека $D_{ш}$ від 0,2 до 0,3 м, функціональна зміна продуктивності роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів знаходиться у діапазоні від 0,8 до 2,3 кг/с. При цьому за збільшення частоти обертання $n_{ш}$ шнека від 100 до 200 об/хв продуктивність роботи $\Pi_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів збільшується в середньому на 0,7...0,9 кг/с, а збільшення діаметра $D_{ш}$ шнека в межах від 0,2 до 0,3 м призводить до незначного збільшення $\Pi_{ше}$ – у середньому на 0,3 кг/с.

Розбіжність експериментальних і теоретичних значень продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів знаходиться у межах 10...15 %.

4.4.6. Основний масив експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності P_{ue} макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача знаходиться в межах від 0,021 до 0,046 кВт с/кг м відносно характеру зміни кількості Г-подібних ножів-подрібнювачів z_n , частоти обертання $n_{ш}$ та діаметра $D_{ш}$ шнека.

4.4.7. Встановлено, що найменші значення питомих затрат споживчої потужності макетного зразка шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів $P_{ue} = 0,025 \dots 0,03$ кВт с/кг отримано за значення частоти обертання шнека у межах $130 \leq n_{ш} \leq 200$ об/хв, діаметра шнека у межах $0,23 \leq D_{ш} \leq 0,3$ м, кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $4 \leq z_n \leq 5$ шт.

4.4.8. Встановлено, що раціональне функціонування шнекового транспортера-подрібнювача у аспекті забезпечення мінімальних питомих затрат споживчої потужності $P_{ue} \rightarrow \min$ досягається за таких усереднених параметрів шнека: частота обертання шнека $n_{ш} = 160$ об/хв; діаметр шнека $D_{ш} = 0,25$ м; кількість установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному спіральному витку шнека $z_n = 5$ шт.

Основні результати розділу опубліковано у працях [153, 172, 173-175].

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА-ПОДРІБНЮВАЧА КОРЕНЕПЛОДІВ

5.1. Етапи вдосконалення технологічного процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

Застосування шнекових механізмів для виконання виробничих процесів агропромислового виробництва, у тому числі в технологічних лініях для приготування та роздавання кормів тваринам, є суттєвим показником темпів розвитку промисловості народного господарства України.

Подальше вдосконалення технологічних процесів одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів може бути виконано на основі модернізації або розроблення нових комбінованих робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

За ознакою своїх конструктивних особливостей вони можуть одночасно виконувати суміжні операції та функції – змішування продуктів, дозування матеріалів, сепарацію домішок тощо

Основи модернізації робочих органів удосконаленого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів полягають у наступному: зменшення матеріаломісткості шнекового транспортера-подрібнювача шляхом застосування полімерних витків або пустотілого шнека; удосконалення методології виробництва шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів шляхом проведення уточнених досліджень геометричних параметрів та кінематичних і динамічних показників процесу роботи для оптимізації параметрів комбінованих робочих органів.

Розроблення удосконалених шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів і досягнення ефективною реалізації поставлених завдань ефективного використання шнекових механізмів досягається шляхом аналізу: систематизації конструктивно-технологічних схем шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів і аспектів їх застосування на основі ідентифікації технологічних процесів роботи; врахування агрофізичних властивостей коренеплодів і їх агробіологічних характеристик; системних взаємозалежних

кінематично-динамічних характеристик технологічного процесу одночасного подрібнення та переміщення коренеплодів.

Теоретичний аналіз процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, результати лабораторних і виробничих досліджень указують також на те, що ефективність подрібнення та переміщення подрібнених коренеплодів залежить від багатьох конструктивно-технологічних факторів: способу переміщення подрібнених частин коренеплодів спіральними витками шнека у кожусі, кута нахилу та шляху переміщення, режимів роботи шнека тощо.

У цьому аспекті перспективним напрямком подальшого удосконалення робочих органів шнека є розробка математичної моделі процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком у кожусі, яка характеризує процес переміщення подрібнених частин спіральними витками шнека залежно від їх способу переміщення усередині кожуха.

5.2. Аналітична модель процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком

Для розробки математичної моделі процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів шнеком розглянемо складену схему діючих сил (рис. 5.1). Розглянемо переміщення частини 5 подрібнених коренеплодів, яка знаходиться в точці M , що розташована на поверхні спірального витка 4, який встановлено на барабані 3 шнека 2 шнекового транспортера-подрібнювача.

Приймаємо припущення, що частина 4 подрібнених коренеплодів, або тіло масою m_k рухається по поверхні спірального витка під час його обертання з кутовою швидкістю $\omega_{ш}$ без відриву від робочої поверхні витка. Тобто тіло, за певний час свого переміщення по робочій поверхні спірального витка, зв'язане з витком шнека та пересувається по спіральному витку.

Для розробки математичної моделі функціонування шнека транспортера-подрібнювача введемо, зв'язану з напрямною трубою, нерухому просторову систему координат $Oxuz$, початок відліку якої знаходиться на осі $O'O'$ обертання вала шнека, а вісь Oz співпадає з нею. При цьому вісь Ox направлено вниз, а вісь Oy – горизонтально.

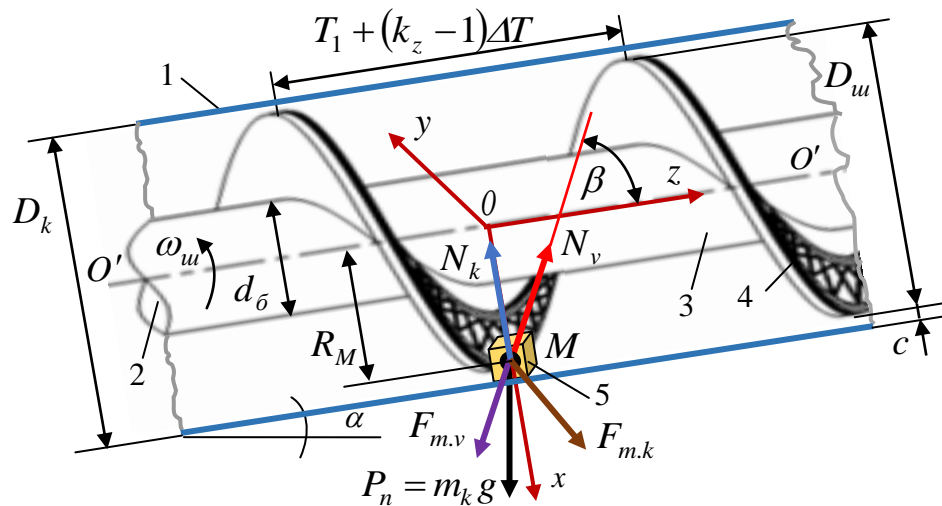


Рисунок 5.1 – Схема сил, які діють на частину подрібнених коренеплодів:

1 – кожух; 2 – шнек; 3 – барабан; 4 – спіральний виток;

5 – частина подрібнених коренеплодів.

Нехай в момент часу $t_0 = 0$ початковий кут повороту витка шнека дорівнює $\varphi_0 = const$, а тіло подрібненої частини коренеплодів знаходиться на поверхні спірального витка в точці M , крок якого, залежно від кількості змінних кроків k_z , дорівнює $T_1 + (k_z - 1)\Delta T$ [170].

За певний проміжок часу t виток шнека повернеться на кут $\varphi(t) = 2\pi\omega_{ut} + \varphi_0$, де φ_0 – початковий кут повороту шнека в момент часу $t_0 = 0$, рад. Поряд з обертальним рухом, шнек здійснює плоскопаралельний рух в площині xOy , яка перпендикулярна осі обертання барабана шнека, тобто осі $O'O'$, при цьому за початкової координати $x_0 = 0$, цей складний рух можна задати канонічним рівнянням руху центра обертання осі шнека [81] $[x_0(t); y_0(t); z_0(t)] = [x_0(t); y_0(t); 0], t \geq 0$, а зміну координат x і y за проміжок часу t – о $x(t) = -f_x[\varphi(t)\cos\varphi(t)] + g[\varphi(t)\sin\varphi(t)]; y(t) = -f_y[\varphi(t)\sin\varphi(t)] - g[\varphi(t)\cos\varphi(t)]$

Під час обертання шнека на тіло подрібнених коренеплодів, об'єм якого дорівнює V_m та яке розташоване у точці M , діють такі сили: сила ваги $P_n = m_k g = V_k \gamma_k g$, Н; сила реакції спірального витка $N_v = R_v n_v$ шнека, Н, де R_v – реакція в'язі робочої поверхні спірального витка, Н; n_v – одинична нормаль до робочої поверхні спірального витка; сила реакції робочої (внутрішньої) поверхні напрямної труби $N_k = R_k n_k$ шнекового транспортера-подрібнювача,

Н, де R_k – реакція в'язі робочої поверхні напрямної труби, Н; n_k – одинична нормаль до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача; сила тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні спірального витка шнека $F_{m.v} = N_v f_v$, Н, де f_v – коефіцієнт тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по поверхні спірального витка; сила тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача $F_{m.k} = N_k f_k$, Н, де f_k – коефіцієнт тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача.

Розглянемо два можливі випадки переміщення тіла подрібнених коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача: тіло подрібнених коренеплодів рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею напрямної труби – *I* випадок; тіло подрібнених коренеплодів рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні напрямної труби – *II* випадок.

Згідно з класичними законами механіки запишемо рівняння руху тіла подрібнених коренеплодів у нерухомій системі координат $Oxyz$ для *I* та *II* випадків у векторній формі запису [182]:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = \vec{P} + \vec{N}_v + \vec{F}_{m.v}; \quad m_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = \vec{P} + \vec{N}_v + \vec{N}_k + \vec{F}_{m.v} + \vec{F}_{m.k}, t > 0; \quad (5.1)$$

$$V_k \gamma_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = m_k \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v + \vec{N}_v f_v; \quad V_k \gamma_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = m_k \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v + \vec{R}_k \vec{n}_k + \vec{N}_v f_v + \vec{N}_k f_k, t > 0; \quad (5.2)$$

$$V_k \gamma_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = V_k \gamma_k \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v (1 + f_v); \quad V_k \gamma_k \frac{d^2 \vec{R}_M}{dt^2} = V_k \gamma_k \vec{g} + \vec{R}_v \vec{n}_v (1 + f_v) + \vec{R}_k \vec{n}_k (1 + f_k), t > 0; \quad (5.3)$$

де \vec{R}_M – миттєвий радіус-вектор положення частин коренеплодів в системі Oxy у момент часу t .

Позначимо відповідні складові векторів рівнянь (5.1)-(5.3) таким чином: миттєвий радіус-вектор положення тіла подрібнених коренеплодів в системі Oxy у момент часу t через $\vec{R}_M(t) = [x_M(t); y_M(t); z_M(t)]$; вектор сили ваги тіла подрібнених коренеплодів через

$$\vec{P}_n = (V_n \rho_k \bar{g} \cos \alpha; 0; -V_n \rho_k \bar{g} \sin \alpha) = \begin{pmatrix} \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \bar{g} \cos \alpha; 0; \\ - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \bar{g} \sin \alpha \end{pmatrix}, \quad (5.4)$$

де α – кут нахилу шнекового транспортера-подрібнювача до горизонтальної площини, град.; вектор сили тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні спірального витка шнека

$$\vec{F}_{m.v} = -|\vec{N}_v| f_v \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} - \frac{d\vec{R}_M}{dt} \right| / \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} - \frac{d\vec{R}_M}{dt} \right| = - \frac{|\vec{R}_v \vec{n}_v| f_v \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} - \frac{d(2\pi\vec{\omega}_{ut} + \varphi_0)}{dt} \right|}{\left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} - \frac{d(2\pi\vec{\omega}_{ut} + \varphi_0)}{dt} \right|}, \quad (5.5)$$

при цьому $\frac{d\vec{R}_M}{dt} = \frac{d(2\pi\vec{\omega}_{ut} + \varphi_0)}{dt} = \vec{g}_v$ – вектор швидкості руху поверхні спірального витка шнека у точці M і момент часу t ; вектор сили тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій внутрішній поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача

$$\vec{F}_{m.k} = -|\vec{N}_k| f_k \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} \right| / \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} \right| = -|\vec{R}_k \vec{n}_k| f_k \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} \right| / \left| \frac{d\vec{R}_{uu}}{dt} \right|. \quad (5.6)$$

Для визначення реакції в'язі R_v робочої поверхні спірального витка та реакції в'язі R_k робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача необхідно визначити вектор одиничної нормалі \vec{n}_v до робочої поверхні спірального витка та вектор одиничної нормалі \vec{n}_k до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача.

Для цього запишемо рівняння поверхні шнека та поверхні напрямної труби, які згідно з [3, 4] можна задати відношеннями, відповідно:

$$\left. \begin{aligned} \hat{S}_{uu}(0,5D_{uu}; \varphi_{uu}; z) &= \frac{z + 0,5T_1 + (k_z - 1)\Delta T \left(\varphi_{uu} - 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t - \varphi_0 \right)}{\pi} = 0; \\ \hat{S}_k(x; y; z) &= x^2 + y^2 - 0,25D_k^2 = x^2 + y^2 - (0,5D_{uu} + 2\varepsilon)^2 = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (5.7)$$

Тоді вектор одиничної нормалі \vec{n}_v до робочої поверхні спірального витка та вектор одиничної нормалі \vec{n}_k до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача можна записати у вигляді:

$$\vec{n}_v = \begin{bmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_{u1}; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_{u1}; \\ 2\pi R_M / a(R_M) \end{bmatrix}; \vec{n}_k = \begin{bmatrix} -\cos\left(\varphi_{u1} - 2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} t - \varphi_0\right); \\ -\sin\left(\varphi_{u1} - 2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} t - \varphi_0\right); \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (5.8)$$

де a – кутовий параметр шнека, згідно з [88] $a(R_M) = \sqrt{[T_1 + (k_z - 1)]^2 + 4\pi^2 R_M^2}$.

Також, з урахуванням плоскопаралельного та поступального руху шнека, який задано канонічним рівнянням руху центра обертання осі вала шнека $[x_0(t); y_0(t); z_0(t)] = [x_0(t); y_0(t); 0], t \geq 0$ у площині xOy , визначаємо швидкість руху робочої поверхні спірального витка шнека

$$\mathcal{G}_v = \left(\frac{d \left[(D_{u1}) \cos \left(2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} t - \varphi_0 \right) \right]}{2dt}; \frac{d \left[(D_{u1} + 2\varepsilon) \sin \left(2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} t - \varphi_0 \right) \right]}{2dt}; 0 \right) + \frac{d[x_0(t); y_0(t); 0]}{dt}, \quad (5.9)$$

$$\mathcal{G}_v = \left(-2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{u1}}{dt} \cdot x; 0 \right). \quad (5.10)$$

У рівняння (5.1)-(5.3): підставимо: значення діючих сил, які визначено згідно з (5.4)-(5.6); значення швидкості руху (швидкості переміщення) робочої поверхні спірального витка шнека, яке визначено згідно з (5.10); помножимо на скалярне значення одиничної нормалі \vec{n}_v та \vec{n}_k , які визначено згідно з (5.8).

Тоді отримаємо записи рівняння для I -го та II -го випадку переміщення тіла подрібнених частин коренеплодів, відповідно: коли тіло подрібнених частин коренеплодів рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею напрямної труби; коли тіло подрібнених частин коренеплодів рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні напрямної труби:

- для I -го випадку

$$\begin{aligned}
& m_n \frac{d^2(0,5D_u)}{dt^2} = \\
& = \left(\left(\iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \cos \varphi_u ; 0 ; - \left(\iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_u \right) + \\
& + R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u ; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] - \\
& - \left[R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u ; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \right] \times \\
& \times f_v \frac{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x ; 0 \right) \right|}{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x ; 0 \right) \right|} ; \quad (5.11)
\end{aligned}$$

- для II-го випадку

$$\begin{aligned}
& m_n \frac{d^2(0,5D_u)}{dt^2} = \\
& = \left(\left(\iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \cos \varphi_u ; 0 ; - \left(\iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_u \right) + \\
& + R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u ; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] + \\
& + R_k \left[- \cos \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right) ; - \sin \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right) ; 0 \right] - \\
& - \left[R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u ; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \right] \times \\
& \times f_v \frac{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x ; 0 \right) \right|}{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x ; 0 \right) \right|} . \quad (5.12) \\
& - \left[R_k \left[- \cos \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right) ; - \sin \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right) ; 0 \right] \right] f_k \frac{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} \right|}{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} \right|}
\end{aligned}$$

При цьому згідно з рівняннями (5.3) записи рівняння для *I*-го та *II*-го випадку переміщення тіла подрібнених частин коренеплодів матимуть вигляд, відповідно:

$$\begin{aligned}
& \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \frac{D_{uu}}{2} \left(\frac{d\varphi_{uu}}{dt} \right)^2 = \\
& = \left(\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \cos \varphi_{uu}; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_{uu} \right) + \\
& + R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_{uu}; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_{uu}; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times; \quad (5.13) \\
& \times \left(\frac{\left| \frac{d(0,5D_{uu})}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{d(0,5D_{uu})}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right) \\
& \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \frac{D_{uu}}{2} \left(\frac{d\varphi_{uu}}{dt} \right)^2 = \\
& = \left(\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \sin \varphi_{uu}; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_{uu} \right) + \\
& + R_v \left[- [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_{uu}; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_{uu}; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \\
& \times \left(\frac{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right) - \\
& - R_k \left[- \cos \left(\varphi_{uu} - 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t - \varphi_0 \right); - \sin \left(\varphi_{uu} - 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] \left(\frac{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} \right|}{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} \right|} \right) \quad (5.14)
\end{aligned}$$

Із рівнянь (5.13), (5.14) знаходимо реакцію в'язі R_v робочої поверхні спірального витка та реакцію в'язі R_k робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача:

$$\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \frac{D_u}{2} \left(\frac{d\varphi_u}{dt} \right)^2 - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \cos \varphi_u; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_u =$$

$$= R_v \left[-[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \quad ; (5.15)$$

$$\times \left(\frac{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{d(0,5D_u)}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right)$$

$$R_v = \frac{\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k R_M \left(\frac{d\varphi_u}{dt} \right)^2 - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha}{\left[-[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times}$$

$$\times \left(\frac{\left| \frac{dR_u}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{dR_u}{dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right) \quad ; (5.16)$$

$$\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \frac{D_u}{2} \left(\frac{d\varphi_u}{dt} \right)^2 - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \sin \varphi_u; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_u +$$

$$+ R_v \left[-[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times$$

$$\times \left(\frac{\left| \frac{dD_u}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{dD_u}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right) =$$

$$= R_k \left[-\cos \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] \left(\frac{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|}{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|} \right) \quad ;$$

- порядковий номер формули – (5.17);

$$\begin{aligned}
R_k = & \frac{\left[-\cos\left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0\right); -\sin\left(\varphi_u - 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} t - \varphi_0\right); 0 \right] \left(1 - f_k \frac{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|}{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|} \right)}{\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k \frac{D_u}{2} \left(\frac{d\varphi_u}{dt} \right)^2 -} \\
& - \left(\left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \cos \alpha \sin \varphi_u; 0; - \left(\iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \rho_k g \sin \alpha \sin \varphi_u \right) + \\
& + R_v \left[-[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \varphi_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \varphi_u; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times; \quad (5.18) \\
& \times \left(\frac{\left| \frac{dD_u}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|}{\left| \frac{dD_u}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_u}{dt} \cdot x; 0 \right) \right|} \right)
\end{aligned}$$

Підставивши значення реакції в'язі R_v робочій поверхні спірального витка із рівнянь (5.16) та реакції в'язі R_k робочій поверхні напрямної труби із рівняння (5.18) в рівняння руху (5.3), отримаємо математичні моделі динамічного процесу переміщення тіла подрібнених коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача для *I* та *II* випадків:

$$\begin{aligned}
m_k T_k \frac{d^2 \varphi_u}{dt^2} = & m_k g \sin \alpha - \\
& \frac{\left[m_k R_M \left(\frac{d\varphi_u}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos \alpha; 0; -m_k g \sin \alpha) \right] (1 + f_v)}{\left[-T_k \sin \varphi_u; T_k \cos \varphi_u; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \left(1 - f_v \frac{|\dot{\varphi}_u - 2\pi \omega_u \cdot y + \dot{\varphi}_0|}{\left| \frac{dR_M}{2dt} - 2\pi \omega_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right|} \right)}; \quad (5.19)
\end{aligned}$$

Таким чином, отримані аналітичні значення реакції в'язі R_v робочій поверхні спірального витка та реакції в'язі R_k робочій поверхні напрямної труби шнека та рівняння руху тіла подрібнених коренеплодів для *I* та *II* випадків переміщення подрібнених частин коренеплодів є основою для подальшого проведення аналітичних розрахунків з метою обґрунтування та

оптимізації основних конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів транспортера-подрібнювача.

$$\begin{aligned}
 & m_k T_k \frac{d^2 \varphi_{uu}}{dt^2} = m_k g \sin \alpha - \\
 & \left[m_k R_M \left(\frac{d\varphi_{uu}}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos \alpha; 0; -m_k g \sin \alpha) \right] (1 + f_v) \\
 & \left[-T_k \sin \varphi_{uu}; T_k \cos \varphi_{uu}; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \left(1 - f_v \frac{|\dot{\varphi}_{uu} - 2\pi\omega_{uu} y + \dot{\varphi}_0|}{\left| \frac{dR_M}{2dt} - 2\pi\omega_{uu} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right|} \right) \\
 & \left[-\cos \left(\varphi_{uu} - 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t - \varphi_0 \right); -\sin \left(\varphi_{uu} - 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} t - \varphi_0 \right); 0 \right] \times \left(1 - f_k \frac{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} \right|}{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} \right|} \right) (1 + f_k) \\
 & m_k \frac{D_{uu}}{2} \left(\frac{d\varphi_{uu}}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos \alpha \sin \varphi_{uu}; 0; -m_k g \sin \alpha \sin \varphi_{uu}) + \\
 & \left[m_k R_M \left(\frac{d\varphi_{uu}}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos \alpha; 0; -m_k g \sin \alpha) \right] \\
 & + \left[-T_k \sin \varphi_{uu}; T_k \cos \varphi_{uu}; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \left(1 - f_v \frac{|\dot{\varphi}_{uu} - 2\pi\omega_{uu} y + \dot{\varphi}_0|}{\left| \frac{dR_M}{2dt} - 2\pi\omega_{uu} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right|} \right) \times \\
 & \times \left[-T_k \sin \varphi_{uu}; T_k \cos \varphi_{uu}; \frac{2\pi R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4\pi^2 R_M^2}} \right] \times \\
 & \times \left(1 - f_v \frac{\left| \dot{\varphi}_{uu} - 2\pi\omega_{uu} \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right); \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right|}{\left| \frac{dD_{uu}}{2dt} - \left(-2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right); \frac{dy_0(t)}{dt} + 2\pi \frac{d\varphi_{uu}}{dt} \cdot x; 0 \right|} \right) \quad . (5.20)
 \end{aligned}$$

Для повного опису процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача математичну модель динамічного процесу переміщення

подрібнених частин шнеком необхідно доповнити початковими умовами:

$$\varphi(0) = \varphi_{in}; \quad \frac{d\varphi(0)}{dt} = \varphi_0.$$

Необхідно також зазначити, що математична модель адекватна тільки за умови, що $R_v > 0$ і $R_k > 0$. При цьому в випадку $R_v < 0$ і $R_k < 0$, тіло подрібнених коренеплодів втрачає контакт з поверхнями і рівняння (5.3) вже не описують процес руху (переміщення).

5.3. Розрахунок показників економічної ефективності використання удосконаленого гвинтового конвеєра

Техніко-економічний аналіз застосування шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів необхідно проводити з урахуванням функціонально-технологічних показників його роботи. За основу розрахунків показників економічної ефективності приймають технологічний процес роботи базового або серійного аналога, який виконує однотипні операції [183].

Для порівняння економічних показників розглянемо тільки дві проміжні суміжні операції подрібнення та переміщення коренеплодів, рис. 1.2. У базовій технології ці операції виконуються двома окремими механізмами: для подрібнення коренеплодів – коренерізку; для переміщення подрібнених коренеплодів – шнековий транспортер. У модернізованій технології ці дві операції виконуються одночасно в складі одного удосконаленого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, рис. 1.2.

Тоді розрахунок техніко-економічної ефективності модернізованої та базової технології переробки коренеплодів виконаємо шляхом розрахунку та порівняння загальних експлуатаційних затрат на виконання окремих операцій подрібнення та переміщення подрібнених коренеплодів базового варіанту; на виконання одночасної операції подрібнення та переміщення подрібнених частин коренеплодів модернізованого варіанту [183, 184].

Річний економічний ефект шнекових транспортерів визнається за формулою [184]

$$E_p = \Pi_{\delta} \left(\Pi_M \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} \right) + \Delta C_c + \Delta K_c \quad (5.33)$$

де Π_{δ} – оптова ціна базового виробу, грн;

Π_M – узагальнений показник технічного рівня нового виробу;

T_1, T_2 – терміни служби (до капітального ремонту) виробів, років;

$E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності;

ΔC_c – зміна поточних експлуатаційних затрат споживача, грн;

ΔK_c – зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача, грн.

Складові (5.33) визначаються за формулою:

- поточні експлуатаційні затрати модернізованої та базової технології

$$\Delta C_c = \frac{C_1 - C_2}{1/T_2 - E_n}, \quad (5.34)$$

де C_1, C_2 – річні експлуатаційні затрати при використанні ним, відповідно, базової і модернізованої технологій, грн;

- відрахування від супутніх капітальних вкладень

$$\Delta K_c = \frac{E_n (K_{C1} - K_{C2})}{1/T_2 - E_n}, \quad (5.35)$$

де K_{C1}, K_{C2} – супровідні капіталовкладення при використанні ним відповідно базового і нового обладнання, грн;

- супровідні капіталовкладення

$$K_C = K_{\Pi} - \Pi_M (1 + K_{TM}), \quad (5.36)$$

де K_{Π} – повні капіталовкладення, грн;

Π_M – оптова вартість виробу, для нового робочого органу, грн;

K_{TM} – коефіцієнт транспортно-монтажних витрат.

Річні експлуатаційні затрати визначається як сума річних затрат: на трудові ресурси; матеріальні ресурси; енергетичні ресурси; витрати на утримання обладнання, при цьому у модернізованої технології зменшуються затрати на енергетичні ресурси та затрати на утримання обладнання.

Тоді різницю $C_1 - C_2$ річних експлуатаційних затрат базової і модернізованої технологій підготовки коренеплодів до переробки на корм у формулі (5.34) замінимо на

$$(C_{O2} - C_{O1}) + (C_{E2} - C_{E1}), \quad (5.37)$$

де C_{O1} , C_{O2} – затрати на утримання обладнання базової і модернізованої технологій підготовки коренеплодів до переробки, грн;

C_{E1} , C_{E2} – затрати на енергетичні ресурси для обладнання базової і модернізованої технології підготовки коренеплодів до переробки, грн.

Таблиця 5.1

Показники статей затрат базової та модернізованої технології переробки
коренеплодів

Найменування статті затрат	Базова	Модернізована
Затрати на утримання обладнання:	C_{O1} , грн	C_{O2} , грн
1. На технічне обслуговування	400	200
2. Поточний ремонт	500	300
3. Капітальний ремонт	700	550
Усього затрат на утримання обладнання	1600	1050
4. Затрати на енергетичні ресурси:	C_{E1} , грн	C_{E2} , грн
коренерізка+ базовий шнековий транспортер	5180,4+4080,3	-
удосконаленого шнекового транспортера- подрібнювача коренеплодів	-	5700,3
Усього затрат на енергетичні ресурси	9260,7	5700,3
Усього	10860,7	6750,3

Затрати на енергетичні ресурси для обладнання базової C_{E1} технології підготовки коренеплодів до переробки дорівнюють

$$C_{E1} = C_{E1}^{(K)} + C_{E1}^{(ГК\delta)}, \quad (5.38)$$

де $C_{E1}^{(K)}$, $C_{E1}^{(ГК\delta)}$ – затрати на енергетичні ресурси коренерізки та базового шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів, грн.

Вартість затраченої електроенергії механізмами з електричним приводом на виконання технологічних операцій визначається за формулою [185]

$$C_E = N T k_1 k_2 C_e, \quad (5.39)$$

де N – потужність електродвигуна, кВт;

$T = 720$ год. – фактична річна кількість годин роботи обладнання;

$k_1 = 0,6 \dots 0,9$ – коефіцієнт використання потужності електродвигуна;

$k_2 > 1$ – коефіцієнт, що враховує втрати енергії в мережі;

$C_e = 1,5$ грн/кВт год – вартість електроенергії станом на 01.09.2019 р. [186].

Вихідні дані для проведення розрахунків експлуатаційних затрат наведено в додатку Д.1.2.

Значення показників статей затрат для базової та модернізованої технологій для розрахунку економічної ефективності наведено в табл. 5.1.

Тоді

$$\Delta C_c = [(1050 - 1600) + (6750,3 - 10860,7)] / (1/720) - 0,15 = 31300,2 \text{ (грн);}$$

$$\Delta k_c = 0,15 [(1050 - 1600) + (6750,3 - 10860,7)] / (1/720) - 0,15 = 4690,5 \text{ (грн).}$$

$$E_p = 8200 [1,05] + 31300,2 + 4690,5 = 122090,7 \text{ (грн).}$$

5.4. Висновки до розділу

5.4.1. Перспективним напрямком подальшого удосконалення робочих органів шнека є розробка математичної моделі процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів, яка характеризує процес переміщення подрібнених частин спіральними витками шнека залежно від їх способу переміщення усередині кожуха.

5.4.2. Результати розрахунку економічної ефективності удосконаленого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів підтверджують доцільність його практичного використання. При цьому річний економічний ефект від зменшення затрат енергії становить 122090,7 грн.

Основні наукові результати розділу опубліковані в праці [182].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вперше вирішено наукове завдання підвищення технологічної ефективності подрібнення коренеплодів шляхом удосконалення та обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

1. Максимальне секундне надходження коренеплодів через вихідну горловину бункера до шнека, або максимальне споживання коренеплодів із запасу за умови раціонального функціонування процесу одночасного подрібнення та переміщення подрібнених коренеплодів шнеком знаходиться у діапазоні від 0,9 до 2,4 кг/с.

2. Вертикальна сила тиску та імпульс вертикальної сили тиску коренеплоду на торець витка шнека змінюються, відповідно, в інтервалі від 1,2 до 18,9 Н та 0,4 до 7 кг м/с залежно від зміни діаметра та часу контакту коренеплоду, відповідно, від 0,12 до 0,16 м та від 0,05 до 0,37 с. Імпульс сили контакту коренеплоду з торцем витка шнека знаходиться у діапазоні від 1,4 до 11,3 кг м/с залежно від зміни діаметра та частоти обертання шнека, відповідно, від 0,12 до 0,16 м та від 90 до 210 об/хв.

3. Мінімальна висота бункера становить від 0,15 до 0,6 м залежно від зміни діаметра коренеплодів у межах від 0,12 до 0,16 м і сумарної вертикальної сили тиску від 5 до 20 Н. За середнього діаметра коренеплодів рівного 0,15 м висота бункера повинна становити не менше 0,3...0,6 м за частоти обертання та діаметра шнека менших за межу, відповідно, 90...190 об/хв і 0,2...0,3 м.

4. Ступінь подрібнення одного коренеплоду змінюється у діапазоні від 4 до 24 частин залежно від зміни робочої довжини шнека від 0,6 до 1,2 м, кількості ножів від 4 до 8 шт. і діаметра шнека від 0,2 до 0,3 м. При цьому, коефіцієнт подрібнення коренеплодів дорівнює співвідношенню від $1 \div 4$ до $1 \div 24$.

5. Середнє значення продуктивності роботи шнекового транспортера-подрібнювача знаходиться у діапазоні від 0,5 до 2,5 кг/с. У межах зміни частоти обертання шнека від 100 до 200 об/хв та діаметра шнека від 0,2 до 0,3 м значення приросту продуктивності становить від 0,3 до 0,8 кг/с, а розбіжність експериментальних і теоретичних значень продуктивності знаходиться у діапазоні від 10 до 15 %.

6. Основний масив апроксимованих значень коефіцієнта подрібнення коренеплодів знаходиться у співвідношення від $1 \div 6$ до $1 \div 24$. За збільшення кількості установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів на одному витку від 4 до 8 шт. і робочої довжини шнека від 0,6 до 1,2 м кількість подрібнених частин коренеплодів зростає приблизно в 4 рази. За збільшення частоти обертання шнека від 100 до 200 об/хв коефіцієнт подрібнення коренеплодів зростає у незначних межах – у середньому в 1,2 рази.

7. Коефіцієнт однорідності розміру подрібнених частин коренеплодів знаходиться у межах від 36 до 85 % за зміни кількості ножів від 4 до 8 шт., частоти обертання шнека від 100 до 200 об/хв, робочої довжини шнека від 0,6 до 1,2 м, при цьому за зміни кількості ножів він зростає у середньому в 2 рази, а за зміни частоти обертання шнека – у середньому на 2,5...3,0 %.

8. Встановлено, що найменші значення питомих затрат споживчої потужності 0,025...0,03 кВт с/кг, отримано за таких усереднених параметрів шнека: частоти обертання шнека 160 об/хв; діаметра шнека 0,25 м; кількості установлених ножів-подрібнювачів 5 шт.

9. За результатами теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри шнекового транспортера-подрібнювача: висота бункера – 0,6 м; діаметр шнека – 0,25 м; крок витка – 0,15 м; частота обертання шнека – 160 об/хв; кількість установлених ножів – 5 шт.

Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок підвищення технологічних можливостей шнекового транспортера-подрібнювача становить 122090,7 грн. Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» у технологічній лінії для приготування кормів і застосовуються у навчальному процесі кафедри теоретичної механіки та сільськогосподарських машин ТНТУ ім. І. Пулюя під час вивчення дисципліни «Організація і технологія механізованих робіт».

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алешкин В. Р. Механизация животноводства. Москва : Агропромиздат, 1985. 218 с.
2. Белянчиков М. М., Смирнов А.И. Механізація тваринництва. Київ : Вища школа., 1980. 375 с.
3. Белянчиков Н. Н., Смирнов А.И. Механизация животноводства : пособие для с.-х. техникумов. Київ : Вища шк., 1980. 256 с.
4. Використання бактеріальних препаратів в свинарстві : наук.-практ. рек. / Кучерявий В.П., Масенко О.М., Болоховський В.В. та ін. Вінниця, 2009. 20 с.
5. Виговський А.Ю. Обґрунтування технологічного процесу і параметрів комбінованого очисника вороху кормових буряків: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.11; Вінниця, 2006. 20 с
6. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Іванишин В.В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8–14.
7. Grytsay Yu. Analysis of technological processes and structural features of screw conveyors. Scientific journal innovative solutions in modern science. Dubai. 2018. № 2 (21). P. 17 – 32.
8. Грицай Ю.В. Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач коренеплодів. Актуальні задачі сучасних технологій : тези доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 16-17 листопада 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 193 – 194.
9. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.
10. Барановський В.М., Потапенко М.В. Вдосконалення очисних систем вороху коренеплодів. Scientific journal. Innovative solutions in modern science. 2016. № 1 (1). С. 138–146.
11. Погорелый Л.В., Татьяна М.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. К.: Феникс, 2004. 232 с.

12. Герасимчук Г.А. Основи розробки робочих органів комбінованих систем коренезбиральних машин : монографія / [Герасимчук Г.А., Барановський В.М., Виговський А.Ю. та ін. К., ЦП Компрінт, 2016. 286 с.

13. Дубровин Валерий, Голуб Геннадий, Барановский Виктор, Теслюк Виктор. Идентификация процесса разработки адаптированной корнеуборочной машины. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2013. Vol. 15. № 3. С. 243–255.

14. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. Ч. 1. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. Москва : Химия, 1995. 400 с.

15. Канепс Я.Я., Ильтерс А.Т., Янсонс Л.П. Исследование технологического процесса раздачи сухого корма на животноводческих фермах. Труды Латвийского НИИМЭСХ. Рига, 1972. Т. 5. С. 47–49.

16. Каптур З.Ф. Исследование и разработка средств механизации транспортирования и дозирования концентрированных кормов в кормоцехах свиноводческих ферм : дис. ... канд. техн. наук. 05.01.20. Минск, 1969. 192 с.

17. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2014. 278 с.

18. Любін М.В. Підйомно-транспортні машини. Швидкохідні гвинтові конвеєри. Вінниця: ВЦ ВДАУ, 2005. 36с.

19. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Ленинград : Машиностроение, 1975. 280 с.

20. Основи перспективних технологій виробництва продукції тваринництва / [Г. М. Калетнік, М. Ф. Кулик. В. Ф. Петриченко та ін.] ; під ред. Г. М. Калетніка, М. Ф. Кулика. В. Ф. Петриченка, В. Д. Хорішка. – Вінниця : Енозіс, 2007. – 584 с.

21. Барановський В.М., Підгурський М.І., Паньків М.Р. Методологічні та конструктивно-технологічні аспекти розробки адаптованих коренезбиральних машин. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2014. Т. 2 (74). С. 106–113.

22. Паньків В.Р. Комбинированный транспортер-измельчитель. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии : матер. Междун. науч.-техн. конф. Минск, 19–21 окт. 2016 г. Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Т. 1. С. 111–115.

23. Машинобудування України – підприємствам елеваторно-складської, круп'яної та комбікормової промисловості : електронний ресурс. URL : <http://www.ukragroportal.com/propor/item.htm/>

24. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины : учеб. для машиностроительных. спец. вуз. 6-е изд., перераб. Москва : Высшая школа, 1985. 520 с.

25. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. Механізація сільськогосподарського виробництва. 2003. Вип. 20. С. 10–28.

26. Серілко Д.Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 192 с.

27. Гевко І., Рогатинський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2012. № 16. С. 237–246.

28. Адигамов, К.А. Сравнительный анализ производительности и удельных энергозатрат шнековых конвейеров с неподвижным и вращающимся кожухом : в книге «Новые технологии. Образование и наука». Москва : МГУДТ, 2003. с. 3–7.

29. Григор'єв О.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.

30. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Москва : Колос, 1973. 464 с.

31. Адигамов, К.А. Сравнительный анализ производительности и удельных энергозатрат шнековых конвейеров с неподвижным и вращающимся кожухом : в книге «Новые технологии. Образование и наука». Москва : МГУДТ, 2003. с. 3–7.

32. Адигамаев К.А., Ширяев В.В. Кинематика работы шнекового конвейера. Известия высших учебных заведений: Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2000. № 3 с. 89–92.
33. Александр Л.М. Теория вертикального шнека. Труды ЦНИИ РФ. Вып. VII. Москва – Ленинград : Речиздат. 1950. С. 27–46.
34. Александров М.П., Решетов Д.Н. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1973. 357 с.
35. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1974. 503 с.
36. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины : учеб. для машиностроительных. спец. вузов. 6-е изд., перераб. Москва : Высшая школа, 1985. 520 с.
37. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций. Москва : Машиностроение, 1989. 136 с.
38. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» : 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1975. 432 с.
39. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. Москва : Машиностроение, 1972. 184 с.
40. Григор'єв О.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.
41. Желтов В.П. Расчеты специальных винтовых конвейеров. Вестник машиностроения. 1980. №1. С. 30–32.
42. Желтов В.П. Один из способов определения производительности быстроходного шнека. Труды Казанского химико-технологического института им. Кирова. Вып. 35. 1965. С. 278–284.
43. Желтов В.П., Новширванов А.Г. Расчет производительности и мощности вертикального шнека. Труды Казанского химико-технологического института им. Кирова. Вып. 42. 1971. С. 79–88.

44. Зенков Р.Л. Бункерные устройства. Москва : Машиностроение, 1972. 182 с.
45. Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта. Москва : Машиностроение, 1987. 320 с.
46. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузив. Москва : Машиностроение, 1973. 220 с.
47. Красников В.В. Подъёмно-транспортные машины. Москва : Агропромиздат, 1981. 272 с.
48. Красников В.В., Волков Ю.И. Экспериментально-теоретические основы определения производительности винтового транспортера. Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в сельскохозяйственном производстве. Вып. 101. Саратов. 1977. С. 67– 81.
49. Красников В.В. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Москва : Колос, 1973. 464 с.
50. Машины непрерывного транспорта / под ред. В.И. Плавинского. М.: Машиностроение, 1969. 719 с.
51. Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком : автореф. дис. канд. техн. наук. 05.05.05. Казань, 1964. 19 с.
52. Преображенский П.А., Григорьев А.М. Расчет и конструирование гибких винтовых конвейеров. Вестник машиностроения. 1969. № 6 С. 37–45.
53. Преображенский П.А., Григорьев А.М. Транспортирование материалов гибким шнеком. Вестник машиностроения. 1969. № 6. С. 29–33.
54. Рудь А., Олигов Ю. Метод выбора рационального угла наклона шнековой лопасти винтового конвейера. Известия высших учебных заведений : Северо-Кавказский регион : технические науки. 2011. № 5. С. 55–57.
55. Штремель Т. Х. Грузоподъёмные машины. Москва : Высшая. школа, 1980. 304 с.
56. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі. Техніка АПК. 1998. № 2. С. 22.

57. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Іванишин В.В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8–14.

58. Братішко В.В. Механіко-технологічні основи приготування повнорационних комбікормів гвинтовими грануляторами : автореф. дис. ... д-ра. технічних наук : 05.05.11 / Братішко В'ячеслав В'ячеславович ; Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Глеваха, 2017. 43 с.

59. Василенко П.М. Об уравнениях транспортировки частиц в сопротивляющихся средах // Докл. ВАСХНИЛ. 1970. № 4. С. 16.

60. Механізми з гвинтовими пристроями : монографія / Гевко Б.М., Пилипець М.І., Рогатинський Р.М. та ін. [за редак. Б.М. Гевка]. Львів : Світ , 1993. 208 с.

61. Теоретичні основи машинобудування : навчальний посібник / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ТНТУ, 2011. 204 с.

62. Технологія сільськогосподарського машинобудування : підручник для вищих технічних закладів України / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 420 с.

63. Гевко Б.М., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером. Вісник ТНТУ. 2015. Том 79. № 3. С. 143–148.

64. Гевко І.Б., Гевко Б.М. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 200 с.

65. Nevko R.B., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw the conveyer safety device actuation. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2014. Vol. 42. No. 1/2014. Pg. 55–60.

66. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів : монографія. Тернопіль: Астон, 2012. 204 с.

67. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2016. Vol. 48. No. 1/2016. Pg. 29–34.

68. Барановский В.Н., Пидгурский Н.И. Герасимчу Г.А. Функциональная математическая модель процесса работы адаптированной корнеуборочной машины. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : мат. Межд. науч.-практ. конф. 21-22 октября 2015 г. Минск, 2015. Т.1. С. 68 – 75.

69. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. Ленинград : Машиностроение, 1987. 164 с.

70. Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М.: Колос, 1978. 264 с.

71. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов. М.: Колос, 1978. 156 с.

72. Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. Теория и проектирование. Москва-Киев : Машгиз, 1961. 261 с.

73. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2012. 299 с.

74. Ловейкін В.С., Рогатинська О.Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 21. Мелітополь: ТДАТА, 2004. С. 130–141.

75. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем : навч. посібник для студентів спеціальності 133-Галузеве машинобудування. Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ : ЦП «Компринт», 2017. 292 с.

76. Михайлов С.Н. Транспортирование сыпучих материалов односпиральным гибким шнеком : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : 05.20.04. Казань : КХТИ им. С. М. Кирова, 1971. 26 с.

77. Пилипець М. І., Гурик О. Я. Дослідження процесу транспортування і змішування сипких матеріалів шнеково-лопатеvim агрегатом. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Київ : Вид-во НАУ. 2000. Т. ІХ. С. 206–214.

78. Пилипець М.І. Технологічні основи очистки і сортування коренеплодів. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. 1998. Т. 4. С. 354–367.

79. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.03.01. Львів, 2002. 35с.

80. Ревенко І.І., Брагинець М.В., Ребенко В.І. Машини та обладнання для тваринництва. Київ : Кондор, 2009. 731 с.

81. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.05.05. Київ, 1997. 52 с.

82. Рогатинський Р.М. Гевко І.Б., Дячун. А.Е. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія. Тернопіль : Вид-во ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2014. 280 с.

83. Рогатинський Р., Гевко І. Оптимізація швидкохідних гвинтових конвеєрів за енергоємністю : електронний ресурс. ТНТУ : [сайт]. 2013. 20 с. URI: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789> (дата звернення: 12.05.2016).

84. Розум Р. І. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів гвинтових самозавантажувальних пристроїв : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль. 2005. 157 с.

85. Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів : автореф. дис. ... канд. технічних наук : 05.05.11 / Ромасевич Юрій Олександрович ; Національний університет біоресурсів і природокористування України. К., 2010. 22 с.

86. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С. Розробка програмного забезпечення для керування рухом вантажопідйомних кранів. Машинобудування : збірник наукових праць. 2014. № 14. С. 31–38.

87. Сливаковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. Москва : Машиностроение, 1968. 504 с.
88. Сторожук І.М. Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів шнекового конвеєра гичкозбирального модуля. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 251. С. 323–333.
89. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : под ред. Григолюка Э. И.; [пер. с англ. Л.Г. Корнейчука]. Москва : Машиностроение, 1985. 472 с.
90. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. Киев : Изд-во УСХА, 1992. 240 с.
91. Штуков Н.К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореферат дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : 05.05.05. Харьков, 1969. 22 с.
92. Штуков Н.К., Григорьев А.М. Варианты уравнений для исследования осевого перемещения частиц в шнеках. Исследования по механизации и электрификации сельского хозяйства. Труды Украинской СХА. Киев, 1968. С. 94–105.
93. Янчин С.К., Обертышев А.И. Коэффициент заполнения винтовых транспортёров. Механизация и электрификацию сельского хозяйства. 1970. № 3. С. 40–41.
94. Fernandez J., Cleary P., Mc. Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder : seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).
95. Rehkugler Gerald E. Screw conveyors – state of the art. Trans. ASAE. 1967. № 5. Pg. 615–618.
96. Nilsson L.G. On the vertical screw conveyor for non-cohesive bulk materials. Acela polytechnic Scandinavia. Stockholm, 1971. 96 pg.
97. Brotman A., Wollman G., Telolman S. Chem. Met. Eng., 1945. No. 52. P. 102.
98. Weidenbaum S.S., Bonilla Ch. Chem. Eng. Progr., 1955. № 51. P. 27.

99. Gorban A.N., Zinovyev A.Y. Principal Grapus and Vanifolda, Ch. 2 in: Handbook of Research on Machine Learning Applications and Trends: Algorithms, Methods and Techniques, Emilio Olivac et al. (eds), JGJ Global, Hershey, PA, USA, 2009. – P. 28–59.

100. Duschek K. Optimierung der Produktion in einem bolivianischen Ziegelwerk / Ziegelindustrie International. Wiesbaden: Dauerlag GmbH-2009, №4.

101. Lacey. P.M. Development in the Theory of Particfl mixing. J. Appl. Chem. 1954. № 4. P. 257.

102. MakQueen J. Some methods for classification and analysis of multivariate observations/ In Proc. Sth Berkeleu Sump on Math. Statistik and Probabiliti, 1967. P. 281–297.

103. Oyama J., Ayaki K. Kagaki Kikai. 1956. No. 20. P. 6.

104. Canni J.A. Computational Apporoach to Edge Detekction. IEEE Transactions on pattern analysis and machine intelligence. 1986. Vol. pami-8. No. 6, November.

105. Suhadi W. Die Schecke als Arbeitsorgan in verarbeitungs maschinen. Maschinenbautemechanik. 1967. № 5. P. 41–56.

106. Spath. H. Cluster Dissection and Analysis: Theory, FORTRAN Programs, Examples, translated by Goldschmidt, Halsted Press, New York, 1985. Coulson J.M., Maitra N.K. Ind. Chemist. 1950. No. 26. P. 55.

107. Zuckerrüben–Erntesystem sechsreihig: Köpfröder KR 6-II. / Franz Kleine, Maschinenfarbi K GmbH Co, 1987. 4 s.

108. Fechler P. Hinweise und Erfahrungen zur Senkung der Ernte-verluste beim Kopfen von Zuckerruben mit dem Kopflader. Landtechnik Iformation. 1977. Vol. 16. № 10. Pg. 170–172.

109. Mindin R.D. Calculation of mass descriptions of root crops / Proc. First. at. Cong. Appl. Mech. Chicago. 2003. Pg. 25–30.

110. Fernandezi J. Cleary P., Mc. Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder : seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).

111. Rehkgler Gerald E. Screw conveyors – state of the art. Trans. ASAE. 1967. № 5. Pg. 615–618, 621.

112. Storozhuk I.M., Pankiv V.R. Research results of harvesting haulm remnants of root crops. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2015. Vol. 46. No. 2/2015. Pg. 101–108.

113. Сторожук І.М., Паньків В.Р. Розробка конструктивно-технологічної схеми удосконаленої гичкозбиральної машини. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2015. Вип. 51. С. 191–195.

114. Дослідження продуктивності транспортерно-гвинтового доочисника / В.М. Барановський та ін. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2005. Вип. 2. Част. 2. С. 407–416.

115. Братішко В.В. Продуктивність та енергоємність процесу гранулювання зерно-стеблової кормосуміші гвинтовим гранулятором. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2015. Вип. 28. С. 138–144. URI http://nbuv.gov.ua/UJRN/znpkntu_2015_28_24

116. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук в форме научного доклада : спец. 05.20.11. Москва, 1993. 61 с.

117. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М. та ін. Львів : Світ, 1992. 380 с.

118. Гевко Б.М., Вивюрка Н.Є. Конструктивно-технологічні схеми сепараційних робочих органів бурякозбиральних машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т. 5. № 3. С. 28–33.

119. Nevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2014. Vol. 44. No. 3/2014. Pg. 103–110.

120. Analytical research results of the combined root digger / Herasymchuk H.A., Baranovsky V.M., Herasymchuk O.O., Pastushenko A.S. INMATEH. – Agricultural Engineering. INMA Bucharest : National Institute of research-development for machines and installations designed to agriculture and food industry, 2018. Vol. 54. No. 1/2018.

121. Динамічний аналіз взаємодії коренеплоду з рифом еліпсного вальця / Паньків М.Р. та ін. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2003. Вип. 33. С. 234—241.

122. Паньків М.Р. Транспортно-сепаруючі робочі органи бурякозбиральних машин. Сільськогосподарські машини. 2000. Вип. 7. С. 108—115.

123. Паньків М.Р., Гевко І.Б. Експериментальні дослідження сепарації вороху коренеплодів кулачково-вальцьовим очисником. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2002. Вип. 80. С. 253—262.

124. Пилипець М.І. Технологічні основи очистки і сортування коренеплодів. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. 1998. Т. 4. С. 354—367.

125. Дослідження очисників-сортувальників створених на основі профільних навитих заготовок / Пилипець М.І. та ін. Сільськогосподарські машини. 2001. Вип. 8. С. 197– 204.

126. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Паньків М.Р. Визначення кінематичних і технологічних параметрів кулачкових транспортно-технологічних систем машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т. 3. № 4. С. 70—77.

127. Погорельый Л.В., Татьянако М.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз : монография. Киев : Феникс, 2004. 232 с.

128. Погорельый Л.В. Научно-методические принципы обоснования и прогнозирования направлений развития сельскохозяйственной техники нового поколения и гибкие технологические системы. Науковий вісник Національного аграрного університету. 1999. – Т VI. – С. 9–19.

129. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. *Механізація сільськогосподарського виробництва*. 2003. Вип. 20. С. 10–26.

130. Рогатинський Р.М. Силова взаємодія коренебульбоплодів із робочими органами шнекових очисників. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 1997. Т. 1. С. 98–103.

131. Рогатинський Р.М. Моделювання процесів взаємодії шнекових робочих органів із коренебульбоплодами. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 1997. Т. 1. С. 103–108.

132. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. *Збірник наук праць Національного аграрного університету. «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування»*. 1997. Т. 1. С. 69–73.

133. Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами. *Збірник наук праць Національного аграрного університету. «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування»*. 1997. Т. 1. С. 19–21.

134. Соколов А.Я. *Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств* Москва : Пищевая промышленность, 1964. 214 с.

135. Татьяна Н.В. О вероятностном методе оптимизации систем сельскохозяйственного производства. *Труды ВИСХОМ, УкрНИИСХОМ*. 1986. С. 11–20.

136. Шабельник Б.П. Разработка технологического процесса очистки корнеплодов и создание конвейеров-очистителей свеклоуборочных машин : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : 05.20.11. Ростов-на-Дону, 1986. 41 с.

137. Шабельник Б.П. Теорія і практика обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Харків, 2001. 314 с.

138. Серілко Д.Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : дис. ... на здобуття наук. ступеня канд техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 192 с.

139. Ширко И.В., Сахаров В.А. Феноменологическая теория быстрых движений гранулированной среды, основанная на методах статистической механики. Теоретические основы химической технологии. 1987. № 5. Т. 21. С. 661.

140. Nilsson L.G. On the vertical screw conveyor for non-cohesive bulk materials. Acela polytechnic Scandinavia. Stockholm, 1971. 96 pg.

141. Машины и аппараты пищевых производств : учебник для вузов / под ред. В.А. Панфилова. Москва : Высшая школа, 2001. 703 с.

142. Юзов В.И. Исследования процесса загрузки винтового конвейера для портовых перегрузочных машин : дис. ... на соискание науч. степени канд. технических наук : 05.05.05. Ленинград, 1985. 188 с.

143. Юзов В.И. Результаты экспериментальных исследований винтового конвейера с высокой степенью заполнения транспортирующей системы. Сб. науч. труд. Ленинградского ин-та водного транспорта. 1985. Вып. 139. С. 122–127.

144. Керженцев В.А., Перова Н.В. Повышение точности расчетов шнековых конвейеров путем переопределения независимой переменной (аргумента). Научный вестник НГТУ Science Bulletin of the NSTU. 2015. Т. 61. № 4. С. 48–62.

145. Часов Д.П. Визначення рівняння поверхні додаткової лопаті шнекового конвеєру. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2016. № 5/1 (83). С. 45–50.

146. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. Киев : Выща школа, 1988. 426 с.

147. Хозина П. И. О коэффициенте наполнения винтовых транспортеров. Журнал Саратовского института механизации сельского хозяйства. 1965. № 31. С. 60–67.

148. Динамічний аналіз взаємодії коренеплоду з рифом еліпсного вальця / Паньків М.Р. та ін. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2003. Вип. 33. С. 234—241.

149. Pankiv V.R., Tokarchuk O.A. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor. INMATEH–

Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 59–68.

150. Паньків В.Р. Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : тези доп. V Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 17-18 лист. 2016. Тернопіль : ТНТУ, 2016. С. 302–303.

151. Pankiv Vitalii. Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

152. Гевко Р.Б., Данильченко М.Г., Вовк І.В. Гвинтовий транспортер-подрібнювач : декл. пат. на корисну модель 59289 А Україна. № 20021210512 ; заявл. 24.12.2002; опубл. 15.08.2003. Бюл. № 8. 4 с.

153. Обґрунтування параметрів шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів / Виговський А.Ю., Барановський В.М., Паньків В.Р., Грицай Ю.В. : монографія. К. : Аграр Медіа Груп, 2019. 300 с.

154. Грицай Ю.В., Попович П.В, Барановський В.М, Паньків В.Р. Комбінований шнековий-транспортер подрібнювач. МПК В65G33/16, В65G33/24 : пат. на корисну модель 125415 Україна. № u201711835 ; заявл. 04.12.2017 ; опубл. 10.05.2018. Бюл. № 9/2018. 4 с.

155. Гячев П.В. Основы теории бункеров – Новосибирск: Изд-во Новосибирского университета, 1992. 309 с.

156. Богомягих В.А., Пепчук А.П. Интенсификация разгрузки бункерных устройств в условиях сводообразования зернистых материалов – зерноград, ВНИПТИМЭСХМ, 1996. 164 с.

157. Богомягих В.А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов. Ростов-на-Дону : РГУ, 1973. 148 с.

158. Грицай Ю.В. Математична модель функціонування завантажувального бункера транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. VII Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 28-29 листопада 2018 р. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. Т. 1. С. 71 – 72.

159. Основи розробки комбінованих очисних систем коренезбиральних машин : монографія [Барановський В.М., Дубчак Н.А., Теслюк В.В. та ін.]. Тернопіль, 2015. 176 с.

160. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. 706 с.

161. Юхин Г.П. Некоторые физико-механические свойства кормовой свеклы. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1976. № 4. С. 48–49.

162. Грицай Ю.В. Математична модель функціонування бункера шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2018. № 2 (72) (2018). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/10653> (дата звернення: 21.05.2018).

163. Барановський В.М., Грицай Ю.В. Теоретичний аналіз процесу функціонування завантажувального бункера : тези доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 112-ї річниці від дня народження д.т.н., проф., члена-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 21-22 лютого 2019 р. К.: Вид. центр НУБіП України, 2019. С. 121–123.

164. Скудина А.А., Богомягих А.В. О щелевом бункере максимального расхода зернового материала. Интернет-журнал «Науковедение». 2015. Т. 7. № 5. URI: <http://naukovedenie.ru/PDF/41TVN515.pdf>

165. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин / Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов и др. М.: Машиностроение, 1978. 567 с.

166. Булгаков В.М., Черновол М.И., Свирень Н.А. Теория свеклоуборочных машин : монография. Кировоград, 2009. 256 с.

167. Грицай Ю.В. Визначення сили тиску коренеплодів в бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій : тези доп. Міжн наук.-техн. конф. до 100 річчя з

дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) 22-24 травня 2018 р. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. С. 92–93.

168. Грицай Ю.В. Визначення сили тиску коренеплодів у бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: тези доп. Міжн. наук.-практ. конф. 23-25 травня 2018 р. Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2018. Т. 5. С. 160–161.

169. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов: Выща школа, 1989. 175 с.

170. Паньків В.Р. Обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом : дис. канд. технічних наук : 05.05.05 / Паньків Віталій Романович. Тернопіль, 2018. 232 с.

171. Кобылянский Д.М. Обоснование конструктивных и режимных параметров винтового перегружателя геолода : дисс. ... канд. технических наук : 05.05.06 / Кобылянский Дмитрий Михайлович. Кемерово, 2008. 185 с.

172. Горбунов В.Ф., Кобылянский Д.М. Обзор современного состояния теории транспортирования горной массы винтовыми конвейерами. Вестник РАЕН (ЗСО). 2006. №8. С. 171–177 .

173. Барановський В. М., Грицай Ю. В. Експериментальні дослідження шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2019. № 3 (79) (2019). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/12969> (дата звернення: 2019-06-27).

174. Viktor Baranovsky, Yury Gritsay, Sergey Marinenko. Experimental studies of the homogeneity coefficient of crushed particles of root crops. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2019. № 2 (94). С. 80 – 89.

175. Baranovsky V., **Grytsay Yu.**, Berezhenko B. Experimental studies of the coefficient of crushing of root crops with a screw conveyor-crusher. Scientific

journal. Inovative solutions in modern science. Dubai. № 4 (31). 2019. P. 20 – 36.

URI: <https://naukajournal.org/index.php/ISMSD/issue/view/142>

176. Грицай Ю. В. Критерії моделі подрібнення коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача. Соціально-економічний розвиток аграрної сфери: інженерно-економічне забезпечення : тези доп. Міжн. наук.-практ. конф., 19-20 квітня 2018 р., ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут», м. Бережани. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. С. 292 – 294.

177. Завалишин Ф.С., Манцев Н.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. М.: Колос, 1982. 228 с.

178. Адлер Ю.П., Марков Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.

179. Пилипець М.І., Паньків В.Р. Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2017. Вип. 60. С. 187–192.

180. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки данных. М.: Колос, 1973. 159 с.

181. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.:Мир, 1972. 374 с.

182. Грицай Ю.В. Математична модель процесу переміщення подрібнених коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем. Вісник ЛНАУ «Агроінженерні дослідження». 2018. № 22. С. 68 – 77.

183. Гевко Р.Б., Гладич Б.Б., Павх І.І., Соломка Т.П. Техніко-економічне обґрунтування застосування машин, обладнання і технологій. Тернопіль. Видавничий відділ ТДПУ, 2002. 164 с.

184. Часов Д.П. Анализ количественных и качественных показателей производительности модернизированного шнекового конвейера. Вісник національно технічного університету «ХП». 2013. С. 188–193.

185. Григорьева В.А., Штуков Н.К. К вопросу оценки затрат мощности транспортирующими шнеками. Вестник сельскохозяйственной науки. 1972. № 1. С. 43–48.

186. Тарифи для юридичних споживачів : електр. ресурс : URL : <https://www.toe.com.ua/index.php/2011-12-21-06-44-43>

ДОДАТКИ

Додаток А

Список наукових праць, які опубліковано за темою дисертації

Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи

1. **Grytsay Yu.** Analysis of technological processes and structural features of screw conveyors. Scientific journal innovative solutions in modern science. Dubai. 2018. № 2 (21). P. 17 – 32.

2. **Грицай Ю. В.** Математична модель функціонування бункера шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2018. № 2 (72) (2018). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/10653> (дата звернення: 2018-06-21).

3. **Грицай Ю. В.** Математична модель процесу переміщення подрібнених коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем. Вісник ЛНАУ «Агроінженерні дослідження». 2018. № 22. С. 68 – 77.

4. Барановський В. М., **Грицай Ю. В.** Експериментальні дослідження шнекового транспортера-подрібнювача. Наукові доповіді НУБіП України. Техніка і енергетика АПК : електрон. науковий фаховий журнал. 2019. № 3 (79) (2019). URI: <http://journals.nubip.edu.ua/index.php/Dopovidi/article/view/12969> (дата звернення: 2019-06-27).

5. Baranovsky Viktor, **Grytsay Yury**, Marinenko Sergey. Experimental studies of the homogeneity coefficient of crushed particles of root crops. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2019. № 2 (94). С. 115 – 123.

6. Обґрунтування параметрів шнекових транспортерів-подрібнювачів коренеплодів / Виговський А. Ю., Барановський В. М., Паньків В. Р., **Грицай Ю. В.** : монографія. К.: Аграр Медіа Груп, 2019. 300 с.

7. Baranovsky V., **Grytsay Yu.**, Berezhenko B. Experimental studies of the coefficient of crushing of root crops with a screw conveyor-crusher. Scientific journal. Inovative solutions in modern science. Dubai. № 4 (31). 2019. P. 20 – 36. URI: <https://naukajournal.org/index.php/ISMSD/issue/view/142>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи

8. **Грицай Ю. В.** Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач коренеплодів. Актуальні задачі сучасних технологій : тез доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 16-17 лист. 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 193 – 194.

9. **Грицай Ю. В.** Критерії моделі подрібнення коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача. Соціально-економічний розвиток аграрної сфери: інженерно-економічне забезпечення : тези доп. Міжн. наук.-практ. конф., 19-20 квіт. 2018 р., м. Бережани. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. С. 292 – 294.

10. **Грицай Ю. В.** Визначення сили тиску коренеплодів в бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій : тези доп. Міжн наук.-техн. конф. до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) 22-24 трав. 2018 р. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. С. 92 – 93.

11. **Грицай Ю. В.** Визначення сили тиску коренеплодів у бункері шнекового транспортера-подрібнювача. Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: тези доп. Міжн. наук.-практ. конф. 23-25 трав. 2018 р. Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2018. Т. 5. С. 160 – 161.

12. **Грицай Ю. В.** Математична модель функціонування завантажувального бункера транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : тези доп. VII Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 28-29 лист. 2018 р. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2018. Т. 1. С. 71 – 72.

13. Барановський В. М., **Грицай Ю. В.** Теоретичний аналіз процесу функціонування завантажувального бункера : тези доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. «Крамаровські читання» з нагоди 112-ї річниці від дня народження д.т.н., проф., члена-кор. ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 21-22 лют. 2019 р. К.: Вид. центр НУБіП України, 2019. С. 121 – 123.

Наукові праці, які додатково розкривають результати дисертаційної роботи

14. Грицай Ю. В., Попович П. В, Барановський В. М, Паньків В. Р. Комбінований шнековий-транспортёр подрібнювач. МПК В65G33/16, В65G33/24 : пат. на корисну модель 125415 Україна. № u201711835 ; заявл. 04.12.2017 ; опубл. 10.05.2018. Бюл. № 9/2018. 4 с.

Додаток Б.1.1

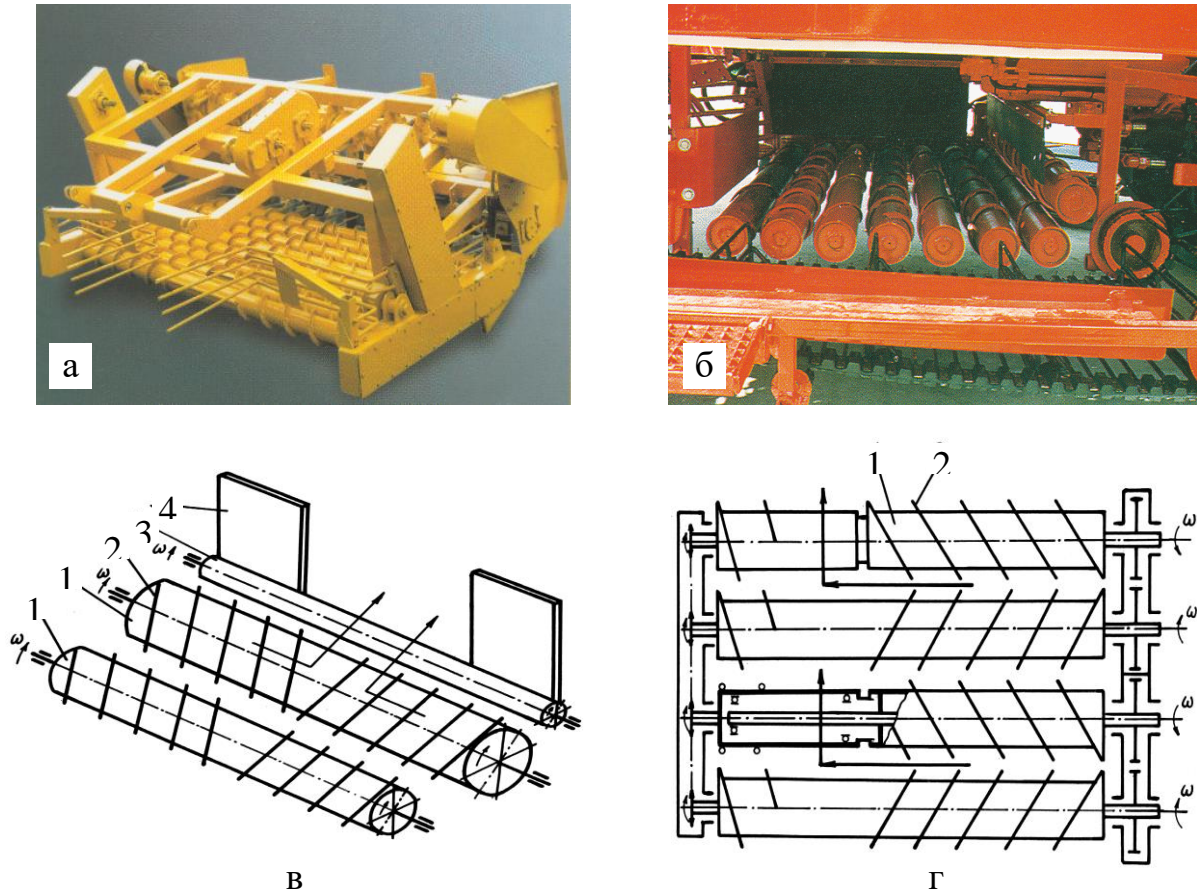


Рисунок 1.Б.1.1 – Загальний вигляд (а, б) і конструктивна схема

(в, г) ГК: а – перпендикулярні; б – прямолінійні;

в, г – Г-подібні; 1 – барабан; 2 – виток; 3 – валець; 4 – екран.

Додаток Б.2.1

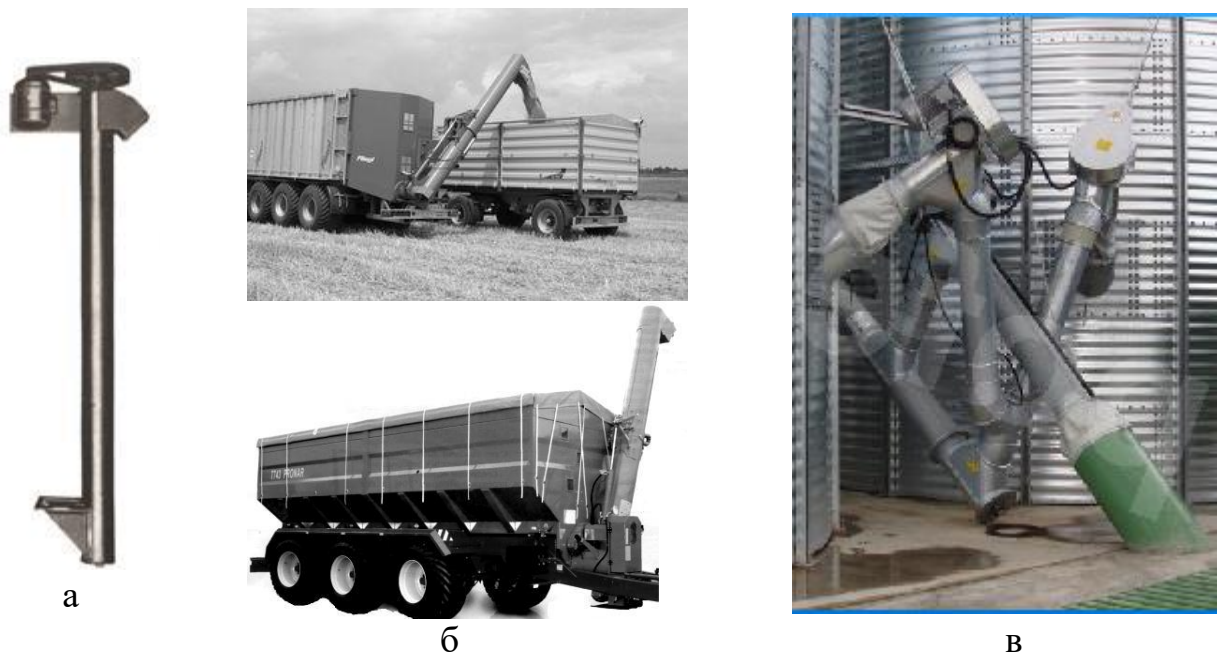


Рисунок 1.Б.1.2 – Загальний вигляд ГК: а – вертикального; б – крутопохилого; в – комбінація крутопохилого та горизонтального.

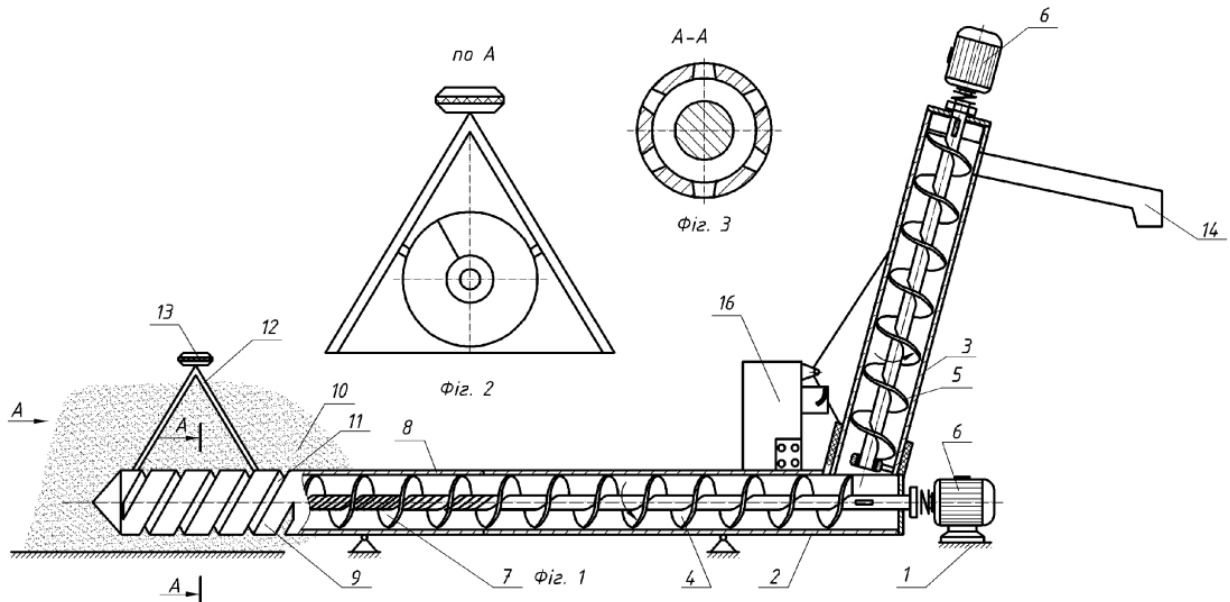


Рисунок 2.Б.1.2 – Схема крутопохилого ГК: 1 – рама; 2, 3 – кожух; 4, 5 – шнек; 6 – привод; 7 – гвинтова спіраль; 8 – гнучкий патрубок; 9 – циліндричний наконечник; 10 – вантаж насипний; 11 – наскрізні пази; 12 – опорний пристрій; 13 – регулювальна ручка; 14 – вивантажувальний патрубок.

Додаток Б.3.3



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125415** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/16 (2006.01)
B65G 33/24 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2017 11835</p> <p>(22) Дата подання заявки: 04.12.2017</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.05.2018</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2018, Бюл.№ 9</p>	<p>(72) Винахідник(и): Грицай Юрій Володимирович (UA), Попович Павло Васильович (UA), Барановський Віктор Миколайович (UA), Паньків Віталій Романович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)</p>
---	---

(54) КОМБІНОВАНИЙ ШНЕКОВИЙ ТРАНСПОРТЕР-ПОДРІБНЮВАЧ**(57) Реферат:**

Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, яка має вивантажувальну частину, а в напрямній трубі встановлено шнековий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі-подрібнювачі, які встановлено між спіральними витками та які розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, а крок спіральних витків і пластинчатих ножів-подрібнювачів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини напрямної труби. Знизу під нижньою частиною напрямної труби та паралельно до неї встановлено направляючий лоток, який охоплює нижню частину напрямної труби, а нижня частина напрямної труби, яка співвісна з направляючим лотком, має наскрізні отвори, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини напрямної труби.

UA 125415 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, особливо до пристроїв для одночасного переміщення та подрібнення сільськогосподарської продукції рослинництва.

5 Відомий комбінований шнековий транспортер-подрібнювач, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі, причому ножі розташовані між спіральними витками [деклараційний патент України № 59289 А, МПК В65G33/16, В65G 33/24. Опубл. 15.08.2003. Бюл № 8].

10 Недоліком відомого комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача є низька продуктивність його роботи внаслідок послідовного розташування пластинчастих ножів і гвинтової спіралі.

15 Відомий комбінований шнековий транспортер-подрібнювач, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі-подрібнювачі, які встановлено між спіральними витками та розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, а крок спіральних витків і пластинчастих ножів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини напрямної труби [патент України № 113936, МПК В65G33/16, В65G 33/24. Опубл. 27.02.2017. Бюл № 4].

20 Недоліком відомого комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача є значне підвищення енергозатрат на додаткове перемішування та часткове переміщення накопиченої соковитої рідини, яка утворюється під час подрібнення продуктів переробки, наприклад коренеплодів.

25 В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення продуктивності роботи пристрою, шляхом виконання комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача, що містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, яка має вивантажувальну частину, а в напрямній трубі встановлено шнековий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі-подрібнювачі, які встановлено між спіральними витками та які розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, а крок спіральних витків і пластинчастих ножів-подрібнювачів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини напрямної труби, згідно з корисною моделлю, знизу під нижньою частиною напрямної труби та паралельно до неї встановлено направляючий лоток, який охоплює нижню частину напрямної труби, а нижня частина напрямної труби, яка співвісна з направляючим лотком, має наскрізні отвори, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини напрямної труби.

35 На графічному зображенні представлено комбінований шнековий транспортер-подрібнювач, вигляд спереду.

40 Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач складається із завантажувального бункера 1 та напрямної труби 2. В напрямній трубі 2 встановлено шнековий конвеєр 3. Шнековий конвеєр 3 виконано у вигляді приводного вала 4, на якому змонтовано барабан 5. Приводний вал 4 обертається з кутовою швидкістю ω . На барабані 5 приводного вала 4 по гвинтовій лінії 6 закріплено спіральні витки 7, а по гвинтовій лінії 8 - пластинчаті ножі-подрібнювачі 9. При цьому пластинчаті ножі-подрібнювачі 9 встановлено на барабані 5 між спіральними витками 7 та під кутом до поперечного перерізу барабана 5. Гвинтова лінія 6 і 8 виконана зі змінним кроком, при цьому крок T_n спіральних витків 7 і крок T_n пластинчастих ножів-подрібнювачів 9 збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії 6 і 8 в сторону вивантажувальної частини 10 напрямної труби 2. Знизу під нижньою частиною 11 напрямної труби 2 та паралельно до неї встановлено направляючий лоток 12, який охоплює нижню частину 11 напрямної труби 2. Нижня частина 11 напрямної труби 2, яка співвісна з направляючим лотком 12, має наскрізні отвори 13, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини 11 напрямної труби 2.

50 Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач працює наступним чином.

55 Сільськогосподарська продукція, наприклад коренеплоди, подаються в завантажувальний бункер 1, які в подальшому перемішуються в напрямну трубу 2 до шнекового конвеєра 3, або до пластинчастих ножів-подрібнювачів 9. Під час обертання приводного вала 4 та, відповідно, барабана 5 і пластинчастих ножів-подрібнювачів 9 відбувається одночасне подрібнення та переміщення подрібнених частинок коренеплодів за рахунок відповідного встановлення пластинчастих ножів-подрібнювачів 9 під кутом до поперечного перерізу барабана 5 і їх закріплення на барабані 5 по гвинтовій лінії 8. Крім того, одночасно з переміщенням подрібнених частинок коренеплодів пластинчастими ножами-подрібнювачами 9, також відбувається їх транспортування спіральними витками 7 в сторону вивантажувальної частини

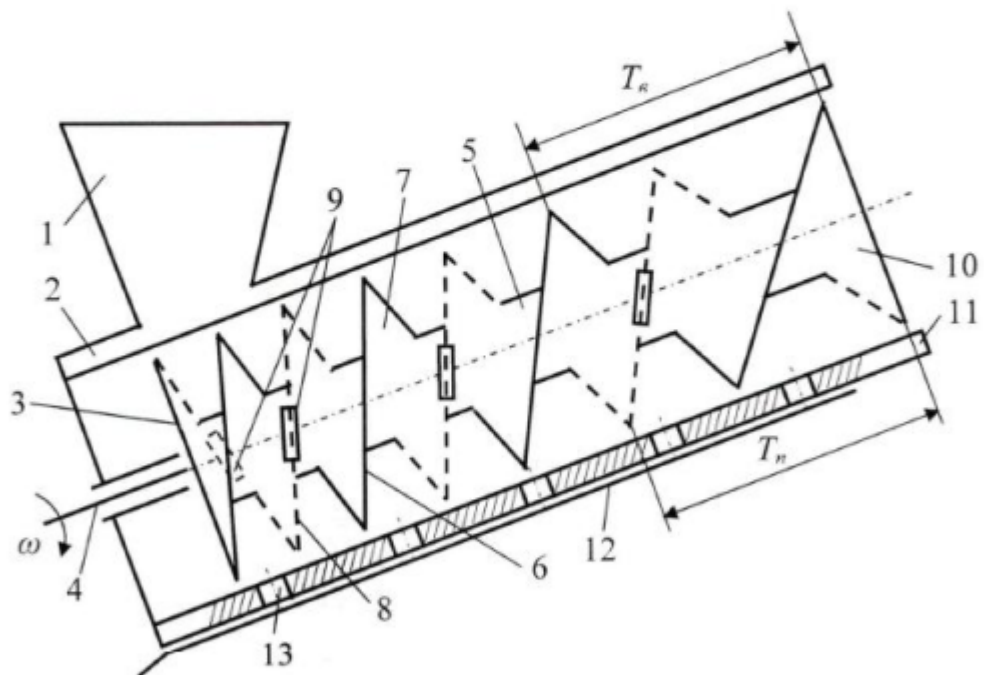
UA 125415 U

10 напрямної труби 2. Також одночасно з подрібненням та транспортуванням частинок матеріалу відбувається значне виділення та накопичення соковитої рідини, яка утворюється під час подрібнення продуктів переробки. При цьому накопичена соковита рідина через наскрізні отвори 13 витікає на направляючий лоток 12, а далі - за призначенням.

- 5 Таким чином, наявність отворів 13 дозволяє переміщувати накопичену соковиту рідину за межі внутрішнього простору напрямної труби 2, що значно знижує енергозатрати процесу транспортування подрібненого матеріалу шнековим конвеєром 3.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 10 Комбінований шнековий транспортер-подрібнювач, що містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, яка має вивантажувальну частину, а в напрямній трубі встановлено шнековий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі-подрібнювачі, які встановлено між спіральними витками та
- 15 які розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, а крок спіральних витків і пластинчатих ножів-подрібнювачів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини напрямної труби, який **відрізняється** тим, що знизу під
- 20 нижньою частиною напрямної труби та паралельно до неї встановлено направляючий лоток, який охоплює нижню частину напрямної труби, а нижня частина напрямної труби, яка співвісна з направляючим лотком, має наскрізні отвори, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини напрямної труби.



Комп'ютерна верстка Г. Паяльников

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток Д.1.1

Загальний вигляд керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71

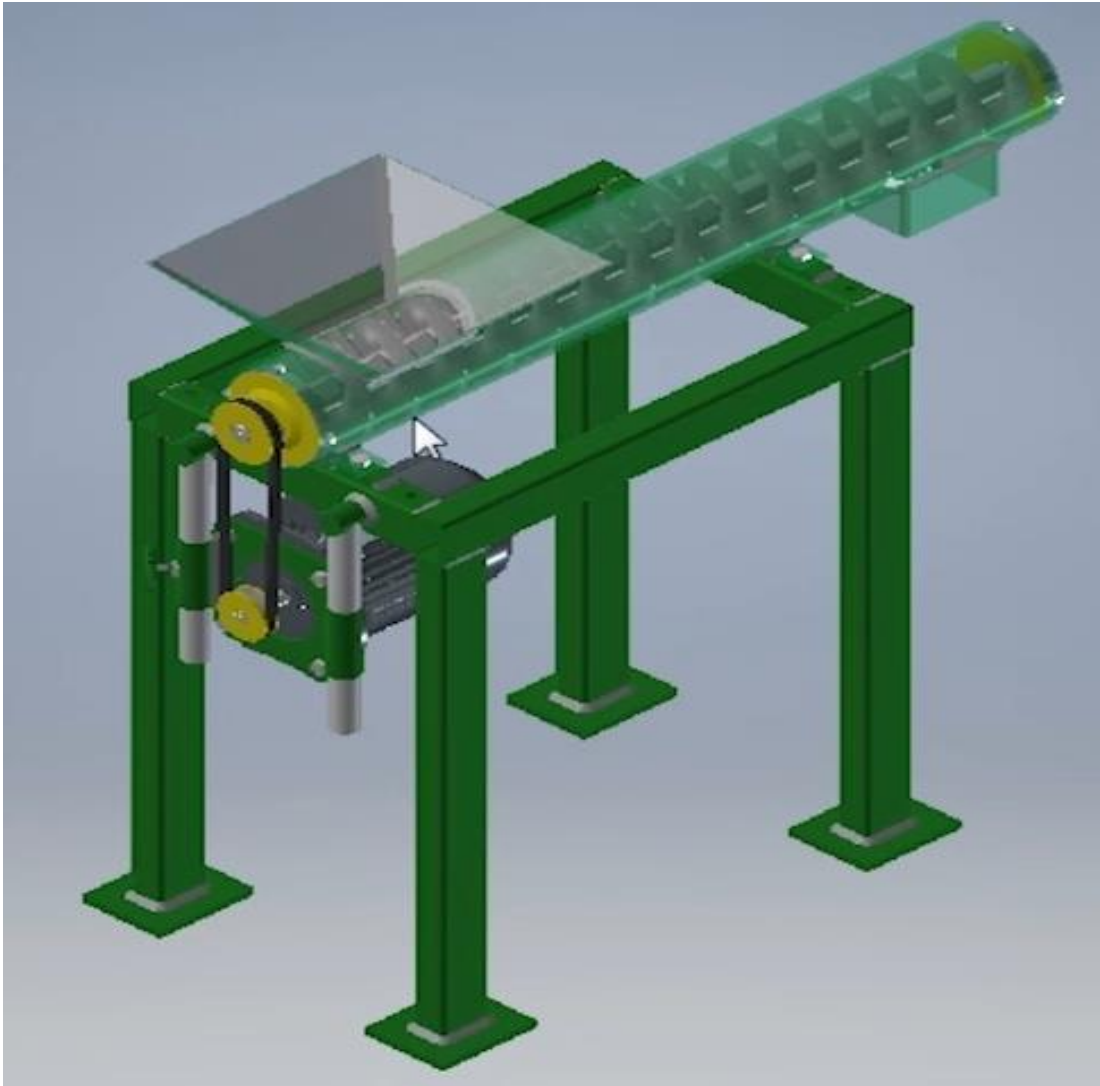


Додаток Д.2.1

Таблиця 1.Д.2.1

Технічна характеристика лабораторної установки

Найменування показників	Значення показників
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	0,95
Номінальна частота обертання вала, об/хв	1550
Діаметр кожуха, см	30; 35; 40
Діаметр труби барабана шнека, мм	50
Діаметр шнека, см	20; 25; 30
Довжина робочої частини шнека, м	1,2
Крок спірального витка, см	15
Кут нахилу гвинтової лінії спірального витка, град.	30
Кількість Г-подібних ножів-подрібнювачів, см	4; 6; 8
Передаточне відношення клинопасової передачі	0,5
Задана частота змінного струму електродвигуна, Гц	16; 24; 32
Частота обертання шнека, об/хв	100; 150; 200



3-D модель шнекового транспортера-подрібнювача

Додаток Д.3.2

Таблиця 1.Д.3.2

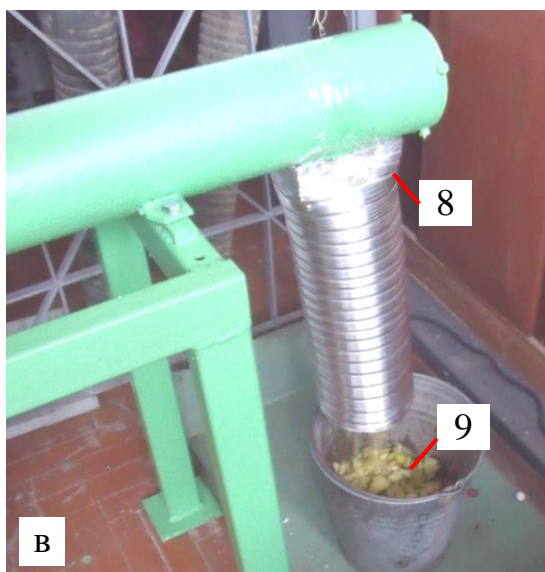
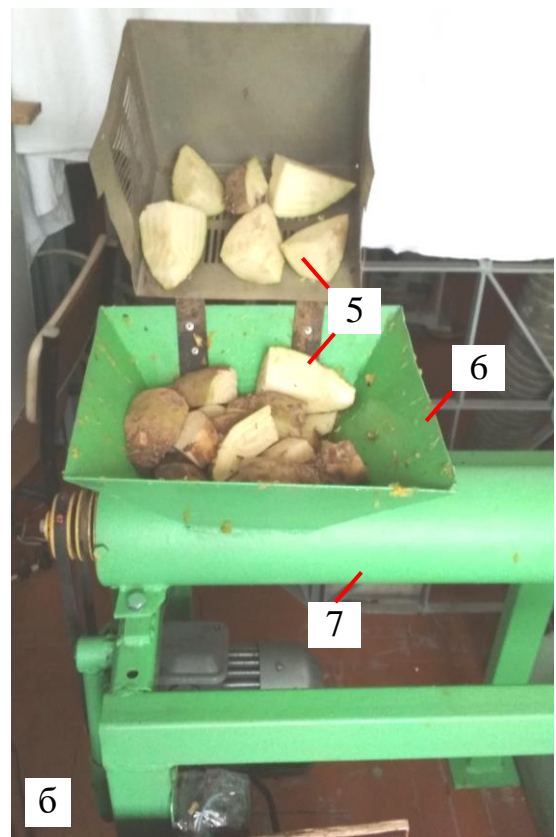
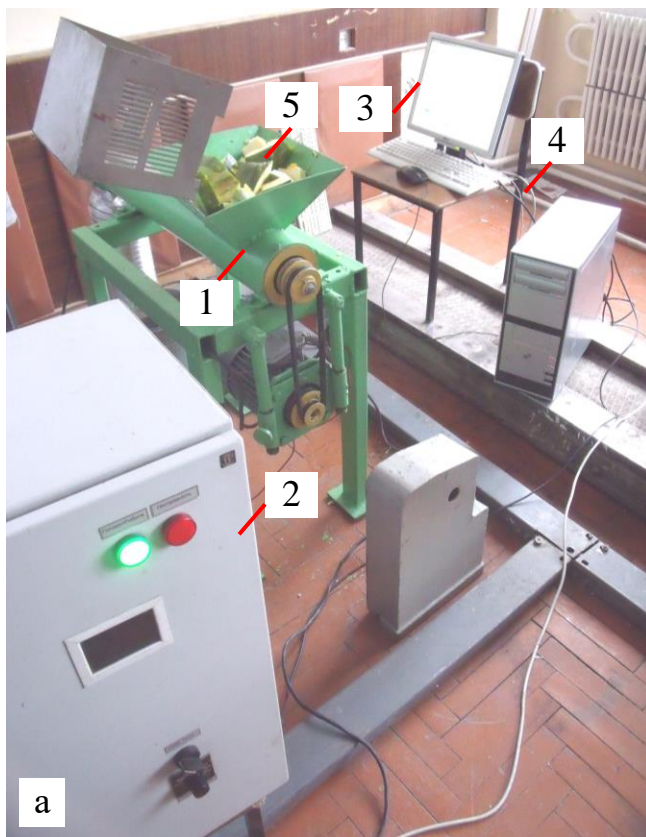
План-матриця планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3

№ експ.	Рівні факторів			Параметр оптимізації: $\mu_k = f_\mu(T_n; z_n; n_{uu}); \lambda_k = f_\lambda(T_n; z_n; n_{uu})$			Середні значення: $\mu_{kc}; \lambda_{kc}$
				Повторності			
	x_1	x_2	x_3	1	2	3	
1	-1	-1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
2	0	-1	-1	μ_{k21}, λ_{k21}	μ_{k22}, λ_{k22}	μ_{k23}, λ_{k23}	μ_{k2c}, λ_{k2c}
3	+1	-1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
4	-1	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
5	0	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
6	+1	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
7	-1	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
8	0	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
9	+1	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
10	-1	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
11	0	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
12	+1	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
13	-1	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
14	0	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
15	+1	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
16	-1	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
17	0	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
18	+1	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
19	-1	-1	+1	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
20	0	-1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
21	+1	-1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
22	-1	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
23	0	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
24	+1	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
25	-1	+1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
26	0	+1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
27	+1	+1	+1	$\mu_{k271}, \lambda_{k271}$	$\mu_{k272}, \lambda_{k272}$	$\mu_{k273}, \lambda_{k273}$	$\mu_{k27c}, \lambda_{k27c}$

Рандомізована план-матриця планованого факторного експерименту
типу ПФЕ 3^3

№ експ.	Рівні факторів			Параметр оптимізації: $\mu_k = f_\mu(T_H; z_H; n_{ui}); \lambda_k = f_\lambda(T_H; z_H; n_{ui})$			Середні значення: $\mu_{kc}; \lambda_{kc}$
				Повторності			
	x_1	x_2	x_3	1	2	3	
1 (9)	+1	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
2 (18)	+1	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
3 (10)	-1	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
4 (26)	0	+1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
5 (20)	0	-1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
6 (19)	-1	-1	+1	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
7 (11)	0	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
8 (8)	0	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
9 (1)	-1	-1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
10 (3)	+1	-1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
11 (7)	-1	+1	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
12 (27)	+1	+1	+1	$\mu_{k271}, \lambda_{k271}$	$\mu_{k272}, \lambda_{k272}$	$\mu_{k273}, \lambda_{k273}$	$\mu_{k27c}, \lambda_{k27c}$
13 (16)	-1	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
14 (24)	+1	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
15 (22)	-1	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
16 (13)	-1	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
17 (25)	-1	+1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
18 (2)	0	-1	-1	μ_{k21}, λ_{k21}	μ_{k22}, λ_{k22}	μ_{k23}, λ_{k23}	μ_{k2c}, λ_{k2c}
19 (6)	+1	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
20 (5)	0	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
21 (23)	0	0	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
22 (15)	+1	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
23 (21)	+1	-1	+1	$\mu_{k201}, \lambda_{k201}$	$\mu_{k202}, \lambda_{k202}$	$\mu_{k203}, \lambda_{k203}$	$\mu_{k20c}, \lambda_{k20c}$
24 (14)	0	0	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
25 (17)	0	+1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$
26 (4)	-1	0	-1	μ_{k11}, λ_{k11}	μ_{k12}, λ_{k12}	μ_{k13}, λ_{k13}	μ_{k1c}, λ_{k1c}
27 (12)	+1	-1	0	$\mu_{k101}, \lambda_{k101}$	$\mu_{k102}, \lambda_{k102}$	$\mu_{k103}, \lambda_{k103}$	$\mu_{k10c}, \lambda_{k10c}$

Додаток Г.1.1



Загальний вигляд: а – макетного зразка лабораторної установки в роботі;

б – завантажувальної горловини з коренеплодами;

в – вивантажувальної горловини з подрібненими коренеплодами;

г – підготовлених коренеплодів; 1 – удосконалений ГК; 2 – керуючий пристрій Altivar 71; 3 – комп'ютер; 4 – комутаційне з'єднання;

5 – коренеплоди; 6 – завантажувальна горловина; 7 – напрямна труба;

8 – вивантажувальна горловина; 9 – подрібнені коренеплоди.

Додаток Г.2.1

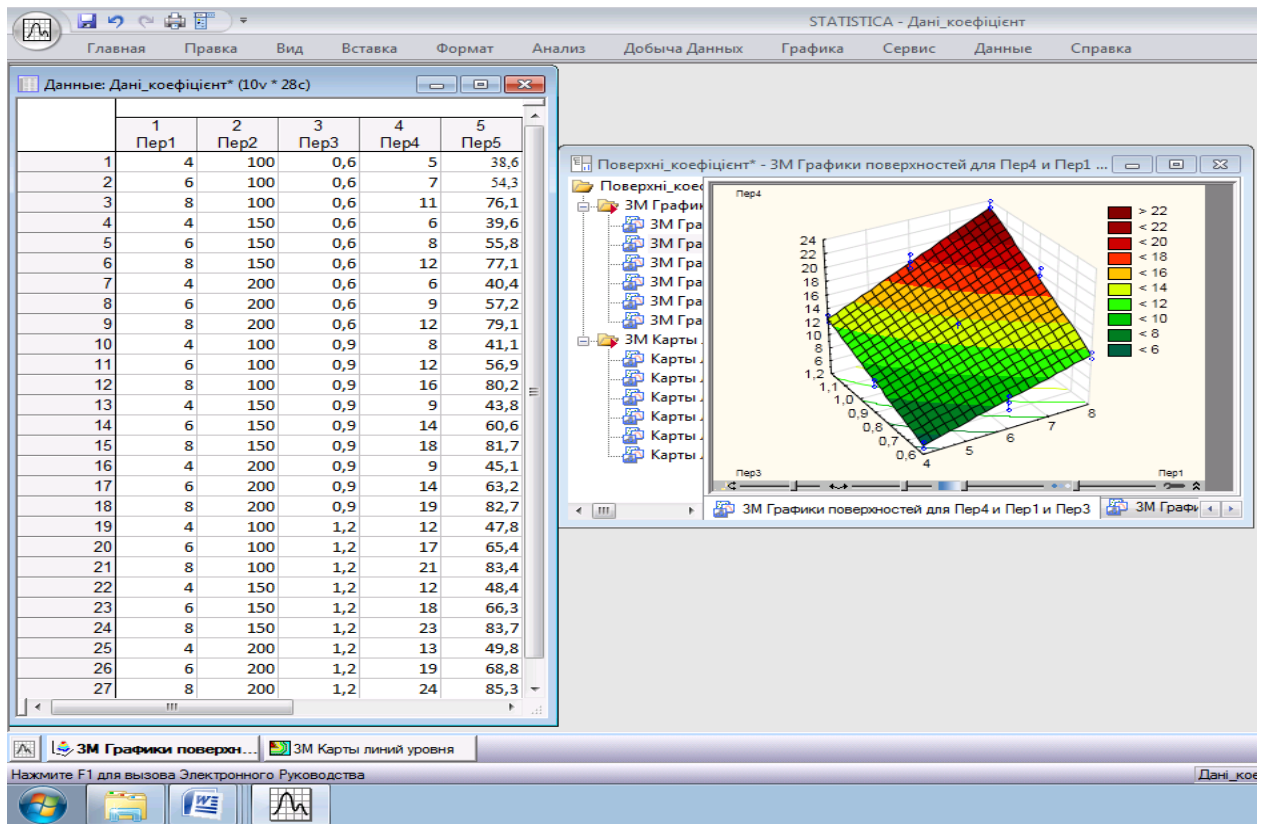
Середні числові значення K_n та K_∂ за значення $K_3 = 16$ шт.

та трикратної повторності експерименту

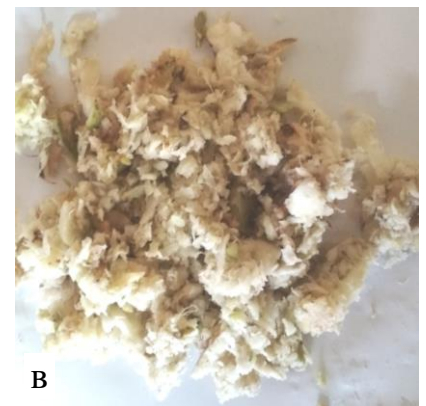
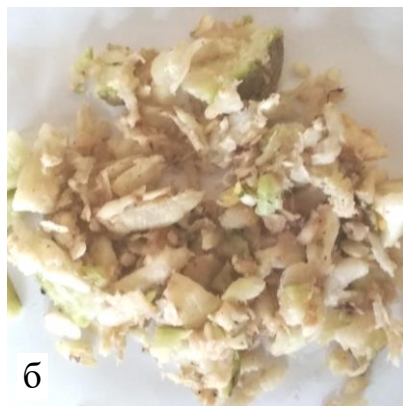
№ експ.	K_n , шт.	K_∂ , шт.	$\frac{K_3}{K_n}$	$\frac{K_\partial}{K_n}$
1	83	32	0,192	0,386
2	118	64	0,136	0,543
3	172	131	0,093	0,761
4	91	36	0,176	0,396
5	129	72	0,124	0,558
6	188	145	0,085	0,771
7	104	42	0,154	0,404
8	145	83	0,11	0,572
9	196	155	0,081	0,791
10	134	55	0,119	0,411
11	197	112	0,081	0,569
12	258	207	0,062	0,802
13	144	63	0,113	0,438
14	221	134	0,072	0,606
15	279	228	0,057	0,817
16	151	68	0,106	0,451
17	223	141	0,072	0,632
18	294	243	0,054	0,827
19	186	89	0,087	0,478
20	269	176	0,06	0,654
21	343	286	0,047	0,834
22	192	93	0,083	0,484
23	288	191	0,056	0,663
24	361	302	0,044	0,837
25	205	102	0,079	0,498
26	304	209	0,053	0,688
27	389	332	0,041	0,853

Додаток Г.3.1

Експериментальний масив даних коефіцієнта подрібнення μ_k та коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів



Пер 1 – кількість установлених Г-подібних ножів-подрібнювачів z_n на одному витку, шт.; Пер 2 – частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв; Пер 3 – робоча довжина шнека L_p , м; Пер 4 – ступінь подрібнення Φ_k коренеплодів; Пер 5 – коефіцієнт однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплодів.



Загальний вигляд частинок подрібнених коренеплодів:

а – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_{ш} = 100$ об/хв; б – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_{ш} = 150$ об/хв; в – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_{ш} = 200$ об/хв

Додаток Г.4.1

Статистичні показники обробки експериментальних значень коефіцієнта
подрібнення μ_k коренеплодів

STAT

4 - кол-во переменных; вид зависимости Логарифмическая $Y=A0+A(i)*\ln(X(i))...4$
 Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

№ перем.	Среднее	Стандартное отклонение	Корреляции Y с X(i)	Коеффициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф. регр.	t-альфа	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная							
Y	+13.111	+5.330		-19.023006			
Независимые переменные							
X(1)	+1.752	+0.290	+0.655954	+12.066617	+0.712916	+16.93	значим
X(2)	+4.971	+0.290	+0.141036	+2.594276	+0.712916	+3.64	значим
X(3)	-0.145	+0.290	+0.717837	+13.205004	+0.712916	+18.52	значим

Коеффициенты регрессии для уравнения

Y	-19.02300643921
X(1)	+12.06661701202
X(2)	+2.59427595139
X(3)	+13.20500373840

Имя файла GRI .STA
Нажмите любую клавишу

STAT

Коеффициент множественной детерминации D= 0.965
 Коеффициент множественной корреляции R= 0.983
 Стандартное отклонение оценки s= 1.053
 F критерий Фишера = 214.269
 Коеффициент D значим с вероятностью P = 1.000000

Имя файла GRI .STA
Нажмите любую клавишу

Статистичні показники обробки експериментальних значень коефіцієнт
однорідності λ_k розміру подрібнених частин коренеплідів

STAT

4 - кол-во переменных; вид зависимости Логарифмическая $Y=A0+A(i)*\ln(X(i))...$ 4
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

N	Среднее	Стандартное	Корреляции	Кoeffициент	Статистич.	t-альфа	Значимость
пере-	отклонение	отклонение	Y с X(i)	регрессии	ошибка		коэфф.
рем.				линеаризов.	коэф.регр.		регрессии
Зависимая переменная							
Y	+61.941	+16.017		-50.793243			
Независимые переменные							
X(1)	+1.752	+0.290	+0.956951	+52.898743	+1.810493	+29.22	значим
X(2)	+4.971	+0.290	+0.079606	+4.399907	+1.810493	+2.43	значим
X(3)	-0.145	+0.290	+0.230730	+12.754458	+1.810493	+7.04	значим
Кoeffициенты регрессии для уравнения							
Y	-50.79324340820						
X(1)	+52.89874267578						
X(2)	+4.39990711212						
X(3)	+12.75445842743						

Имя файла GRI .STA
Нажмите любую клавишу

STAT

Кoeffициент множественной детерминации D= 0.975
Кoeffициент множественной корреляции R= 0.988
Стандартное отклонение оценки s= 2.675
F критерий Фишера = 303.073
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 1.000000

Имя файла GRI .STA
Нажмите любую клавишу

Додаток Г.5.1

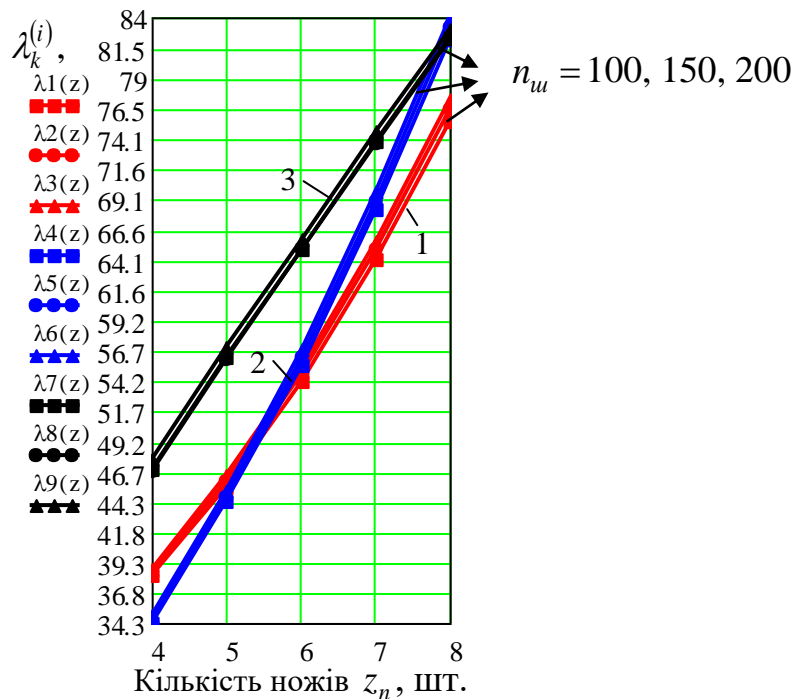


Рисунок 1.Г.5.1 – Залежність зміни коефіцієнта однорідності подрібнених

частин коренеплідів як функція $\lambda_k^{(i)} = f_\lambda(z_n)$:1, 2, 3 – відповідно $L_p = 0,6; 0,9; 1,2$ м.

Додаток Г.6.2

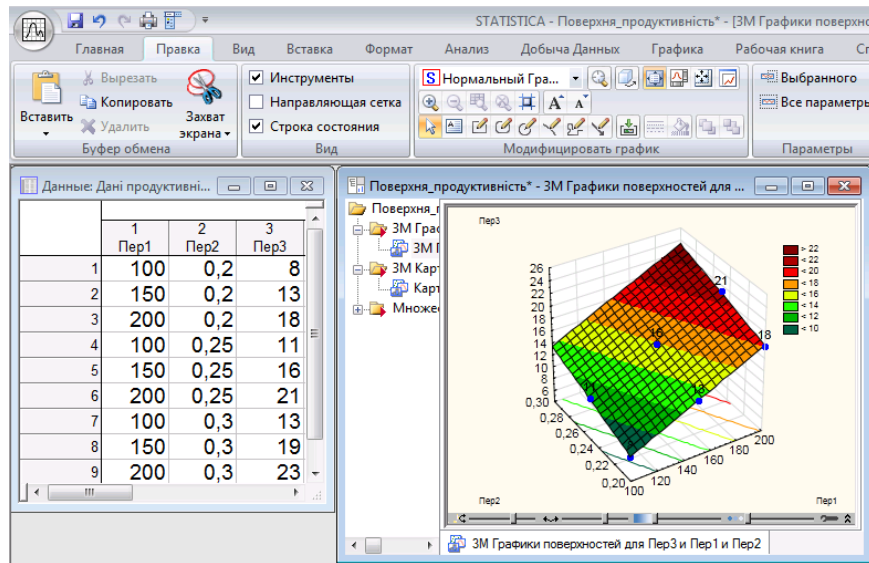
Експериментальні дані маси вивантажених частин подрібнених коренеплідів

 $M_k(t_e)$ через шибер шнекового транспортера-подрібнювача

№ експер.	n_u , об/хв	D_u , м	$M_k(t_e)$, кг			
			$M_{1k}(t_e)$	$M_{2k}(t_e)$	$M_{2k}(t_e)$	$M_{ck}(t_e)$
1	100	0,2	4,0	4,25	3,75	4,0
2	150	0,2	6,75	6,25	6,5	6,15
3	200	0,2	9,25	9,25	8,5	9,0
4	100	0,25	5,2	5,75	5,5	5,5
5	150	0,25	8,25	7,5	8,25	8,0
6	200	0,25	11,0	10,25	10,25	10,5
7	100	0,3	7,0	5,5	6,5	6,5
8	150	0,3	9,25	10,25	9,0	9,5
9	200	0,3	10,5	12,0	12,0	11,5

Додаток Г.7.2

Експериментальний масив даних продуктивності роботи $P_{ше}$



Пер1 – частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв; Пер2 – діаметр шнека $D_{ш}$, м;
Пер3 – продуктивність шнекового транспортера-подрібнювача $P_{ше}$, кг/с.

Додаток Г.8.2

Результати статистичної обробки експериментального масиву даних
продуктивності роботи $P_{ше}$

Рабочая книга3* - Итоги регрессии для зависимой переменной: Пер3 (Таблица данных1)

Итоги регрессии для зависимой переменной: Пер3 (Таблица данных1)
R= ,99770115 R2= ,99540758 Скоррект. R2= ,99387677
F(2,6)=650,25 p<,000000 Станд. ошибка оценки: ,03849

	БЕТА		Ст.Ош.		t(6)	p-знач.
	БЕТА	Ст.Ош.	В	Ст.Ош.		
N=9						
Св.член			-1,25556	0,092518	-13,5709	0,000010
Пер1	0,880325	0,027666	0,01000	0,000314	31,8198	0,000000
Пер2	0,469506	0,027666	5,33333	0,314270	16,9706	0,000003

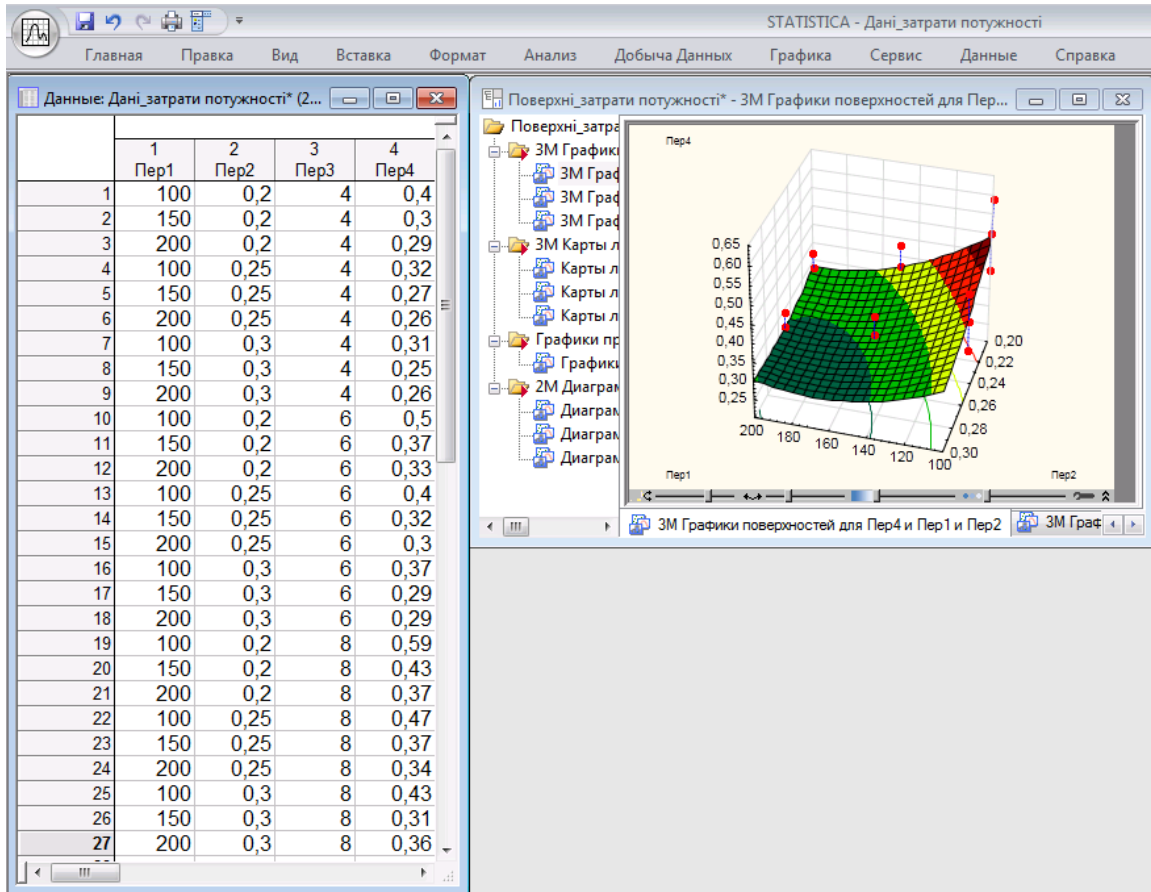
Итоги регрессии для зависимой переменной: Пер3 (Таблица данн...

Данные: Итоговые статистики; ЗП:...

Статистика	Итоговые статистики; ЗП:Пер3 (Значение)
Множест. R	0,997701146
Множест. R2	0,995407577
Скоррект. R2	0,99387677
F(2,6)	650,25
p	0,0000000968557714
Стд. Ош. Оценки	0,0384900179

Додаток Г.9.3

Експериментальний масив даних затрат споживчої потужності $P_{ше}$
шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів



Пер1 – частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв; Пер2 – діаметр шнека $D_{ш}$, м;

Пер3 – кількість Г-подібних ножів-подрібнювача z_n , шт.; Пер4 – затрати споживчої потужності $P_{ше}$, кВт с/кг м.

Додаток Г.10.3

Статистичні дані обробки експериментального масиву даних затрат споживчої потужності $P_{ше}$ шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів

STAT

4 - кол-во переменных; вид зависимости Обратная $Y=A0+A(i)/X(i).....5$
 Уровень вероятности $P=0.95$ t-альфа крит.= 2.053

И пе- рем.	Среднее	Стандартное отклонение	Корреляции Y с X(i)	Кoeffициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф. регр.	t-альфа	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная Y	+0.337	+0.104		+0.169321			
Независимые переменные							
X(1)	+0.007	+0.002	+0.274412	+13.523838	+8.247757	+1.64	незначим
X(2)	+4.111	+0.698	+0.346027	+0.051754	+0.025031	+2.07	значим
X(3)	+0.181	+0.053	-0.400989	-0.790472	+0.329910	-2.40	значим

Кoeffициенты регрессии для уравнения

Y	+0.16932144761
X(1)	+13.52383804321
X(2)	+0.05175425112
X(3)	-0.79047161341

Имя файла GRIZAY .STA
 Нажмите любую клавишу

STAT

Кoeffициент множественной детерминации $D= 0.356$
 Кoeffициент множественной корреляции $R= 0.597$
 Стандартное отклонение оценки $s= 0.089$
 F критерий Фишера = 4.235
 Кoeffициент D значим с вероятностью $P = 0.98357$

Имя файла GRIZAY .STA
 Нажмите любую клавишу

Додаток Д.1.2

Вихідні дані для проведення розрахунків енергетичних затрат

Показник	Базова технологія		Модернізована технологія
	Коренерізка	Шнековий транспортер	Удосконалений шнековий транспортер-подрібнювач
Потужність, кВт	0,65	0,55	0,95
Продуктивність, кг/год	750	750	750
Коефіцієнт використання потужності електродвигуна	0,7	0,7	0,8
Оптова ціна базового виробу, грн	47000	33500	-
Строки служби до капітального ремонту, років	5	5	5
Оптова ціна удосконаленого виробу, грн	-	-	4200

Додаток Ж
Акти впровадження результатів дослідження



47734, Тернопільська обл., Тернопільський р-н, с. Настасів, тел./факс (0352) 49-80-32, 42-54-70
р/р 260059721 АТ ТОВ «Райффайзен Банк Аваль» МФО 338501 ЄДРПОУ 30356854

АКТ
впровадження результатів дисертаційної роботи
Грицяя Юрія Володимировича

Акт складений про те, що результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи «Обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача» дисертанта Грицяя Юрія Володимировича, які відносяться до конструкції та рекомендованих раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів передані в компанію ПАП «Агропродсервіс» та використовуються у технологічній лінії переробки (подрібнення) коренеплодів кормових буряків для подальшого приготування соковитих кормів.



Начальник комбікормового заводу
ПАП «Агропродсервіс»


_____ Стецій І.Й.

АКТ

про впровадження наукових досліджень
дисертаційної роботи у навчальний процес

Даним актом стверджується, що результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи на тему «Обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача» дисертанта Грицяя Юрія Володимировича, яка подана здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва впроваджено у навчальний процес під час викладання дисципліни «Робочі процеси сільськогосподарських машин»: будова, принцип роботи та методика розрахунку параметрів шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів використовуються під час виконання практичних робіт на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя для підготовки фахівців освітнього рівня «бакалавр» з напрямку 133 «Галузеве машинобудування».

Проректор з наукової роботи
ТНТУ ім. І. Пулюя, д.т.н., проф.

Р.М. Рогатинський

Завідувач кафедри технічної механіки
та сільськогосподарських машин
ТНТУ ім. І. Пулюя, д.т.н., проф.

Р.Б. Гевко

(фірмовий бланк ТНТУ+печатка)

Додаток 3
Апробація результатів наукових досліджень