

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах  
рукопису

**МАРУНИЧ ОЛЕКСАНДР ПЕТРОВИЧ**

**УДК 621.867.42**

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО  
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА  
ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

13 «Механічна інженерія»  
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора  
філософії)

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

\_\_\_\_\_Марунич О.П.

Науковий керівник:  
Ляшук Олег Леонтійович,  
доктор технічних наук, професор

Тернопіль – 2023

## **АНОТАЦІЯ**

*Маруніч О.П.* Обґрунтування параметрів багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2023.

У дисертації виконано теоретичне та експериментальне нове вирішення наукової задачі шляхом проектування і обґрунтування параметрів гвинтових багатофункціональних конвеєрів із розробленням теоретичних передумов, конструктивного і технологічного устаткування, що забезпечує підвищення ефективності транспортування та змішування сипких матеріалів.

На основі структурного морфологічного синтезу і механіко-математичних методів моделювання розроблено багатоваріантні структури конструктивних та функціональних можливостей реалізації процесів з розширенням їх технологічних та конструктивних множини в результаті синтезу із генеруванням можливих альтернатив для кожного із трьох ієрархічних рівнів.

На основі системного підходу до дослідження технологічних процесів багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів у роботі отримано такі наукові результати:

– набули подальший розвиток аналітичні залежності, які визначають кінематичні параметри процесу переміщення вантажу гвинтовим багатофункціональним конвеєром, за яких покращуються умови змішування сипких матеріалів;

- вперше досліджено кінематику сипкого вантажу у багатофункціональному гвинтовому конвеєрі з конусоподібним гвинтовим робочим органом, отримано параметричні рівняння траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалу та продуктивність роботи конвеєра;

- вперше розроблено динамічну модель шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера з встановленням визначальних параметрів коливального процесу залежно від зовнішніх та внутрішніх

чинників, що описуються законами зміни основних параметрів робочого органу під час проходження через головний резонанс системи;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження крутильних коливань гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку середовища, що транспортується з визначальними параметрами його коливань для нерезонансного та резонансного випадку;

- вперше встановлено емпіричні закономірності впливу конструктивних параметрів та режимів роботи багатофункціонального гвинтового конвеєра на його продуктивність, витрати потужності і неоднорідність змішування при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів.

Приведено методику розрахунку похилих середньошвидкохідних гвинтових конвеєрів, які в граничних режимах призводять до інтенсивного перемішування вантажу і працюють як ефективні змішувачі. Виведені залежності для визначення кінематичних та експлуатаційних параметрів, що забезпечують стабільну роботу таких змішувачів.

Теоретично обґрунтовано технологічний процес транспортування і змішування сипких матеріалів конусоподібним гвинтовим конвеєром. Виведено аналітичні залежності для визначення зміни зовнішнього радіуса шнека та внутрішнього радіуса кожуха, при якій початковий радіус шнека зростає на величину на кожному наступному витку.

Встановлено, що приріст радіуса переміщення вантажу на одному витку конусоподібного гвинтового конвеєра суттєво впливає на збільшення швидкості вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування. Зокрема при збільшенні приросту радіуса переміщення вантажу на одному витку від 1 мм до 5 мм призводить до зростання швидкості вантажу від 1,28 рази до 2,44 рази.

Розроблено математична модель динаміки процесу багатофункціонального конвеєра, отримано аналітичні залежності, які були базовими для визначення закону зміни визначальних параметрів коливального процесу залежно від зовнішніх та внутрішніх чинників системи. На основі аналітичних залежностей отримано, що:

- амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою.

Збільшення відносної швидкості від 2 до 5м/с при спричиняє збільшення амплітуди переходу через головний резонанс на 17%;

- збільшення погонної маси оброблювального середовища за незмінної відносної швидкості його руху спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс. Збільшення погонної маси від 25 кг/м до 40 кг/м при відносній швидкості його руху 4м/с спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс на 61%.

Розроблена методика дослідження крутильних коливань гвинтового робочого шнекового транспортера із урахуванням його поперечних коливань та руху вздовж нього суцільного потоку оброблювального середовища при цьому встановлено:

- стала кутова швидкість обертання гвинтового робочого органу зменшує частоту власних згинних коливань гвинтового робочого органу;
- відносне переміщення оброблювального середовища вздовж гвинтового робочого органу, який обертається і здійснює поперечні коливання спричиняє додаткову дію на останній у вигляді періодичного крутного моменту;
- амплітуда переходу через резонанс на основній частоті згинних коливань приймає менше значення для гвинтових робочих органів із більшою жорсткістю на кручення.

Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування та змішування сипких матеріалів, а також характеристик гвинтових конвеєрів в широкому діапазоні частоти обертання, при плавному та різкому пуску, зміні частоти обертання і реверсуванні в процесі досліджень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти серії Altivar 71 та універсальної вимірювальної системи з акселерометрами для визначення динамічних навантажень з отриманням відповідних даних у ПК.

Встановлено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 9,44 т/год., а мінімальна – 3,8 т/год. Збільшення частоти обертання конусного шнека від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання продуктивності в 2 рази. При цьому збільшення кута

нахилу твірної конусної поверхні шнека від 1 град до 2 град забезпечує зростання продуктивності в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,07 рази.

За результатами досліджень встановлено, що максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 4,7 т/год., а мінімальна – 0,35 т/год. Із збільшенням частоти обертання гофрованого конусного шнека від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зростання продуктивності транспортування в 3,36 рази. При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека від 0,004 м до 0,012 м забезпечує зменшення продуктивності в 2,55 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,19 рази.

Визначено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку потужність на приводі шнека під час транспортування пшениці складала 0,37 кВт, а мінімальна – 0,11 кВт. Збільшення частоти обертання конусного шнека від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання потужності на приводі в 2,5 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека від 1 град до 2 град забезпечує зростання потужності на приводі в 1,17 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності на приводі в 1,18 рази.

Досліджено, що при збільшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку, кута нахилу твірної конусної поверхні шнека та зменшенні частоти обертання шнека максимальна величина коефіцієнта неоднорідності змішування склала 11,8 %, а мінімальна – 9,4 %. Збільшення частоти обертання конусного шнека від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,07 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека від 1 град до 2 град забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,12 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності

змішування в 1,04 рази.

Коефіцієнт неоднорідності змішування звичайним конусним шнеком є в 1,38 рази вищим ніж коефіцієнт неоднорідності змішування гофрованим конусним шнеком в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв, поряд з цим продуктивність звичайного конусного шнеком є вищою 1,53 рази.

Проведено моделювання багатофункціонального гвинтового конвеєра оснащеного гвинтовим конічним робочим органом, яке показало, що максимальні напруження спостерігаються на вихідному кінці конічного шнека та становлять приблизно 34,5 МПа, а максимальні загальні переміщення - 0,27 мм. Встановлено що максимальні переміщення вздовж осі становлять 0,15 мм і спостерігаються у середній частині спірального шнека, де радіус спіралі становить 200 мм і цьому відповідає кут закручування  $\varphi=0,04$  рад.

Приведено візуалізація розрахунку протуктивності залежно від кроку шнека на кожному послідовному витку, кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека та розроблено алгоритм математичної моделі, який дозволяє краще зрозуміти процес транспортування та змішування сипких матеріалів для кожної відповідної комбінації вхідних параметрів з використанням технології LINQ.

Наведено перспективні конструкції гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями та їх дослідження, на основі яких отримано 9 патентів України на корисні моделі. Річний економічний ефект від використання багатофункціонального гвинтового конвеєра оснащеного гвинтовим робочим органом, виготовленим із заготовок одержаних методами навівання, становить 18889 грн.

**Ключові слова:** гвинтовий конвеєр, процес, амплітуда, продуктивність, потужність, змішування, моделювання, силові параметри, шнек, зерновий матеріал, кожух, змішувач, рух зернових гранул, лабораторна установка, втрати.

## ABSTRACT

*Marunych O.P.* Justification of parameters for a multifunctional screw conveyor for bulk materials conveying and mixing. – Qualification scientific paper as a manuscript .

A Dissertation for the academic degree of Doctor of Philosophy in the field of 133 "Industrial machinery engineering" –Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2023.

The dissertation presents a theoretical and experimental approach to solving a scientific problem through the design and justification of parameters for screw conveyors with multifunctional capabilities, aiming to enhance the efficiency of conveying and mixing bulk materials.

Using structural morphological synthesis and mechanical-mathematical modeling methods, various structural and functional configurations were developed, expanding their technological and constructive possibilities. This synthesis process generated multiple alternatives for each of the three hierarchical levels.

Applying a systemic approach to the study of technological processes involving multifunctional screw conveyors for conveying and mixing bulk materials, the following scientific results were achieved:

–analytical dependencies were further developed to determine the kinematic parameters of cargo movement by a multifunctional screw conveyor, leading to improved conditions for mixing bulk materials;

- for the first time, the kinematics of loose cargo within a multifunctional screw conveyor with a cone-shaped screw working element were investigated. Parametric equations for trajectory, velocity, and acceleration of cargo movement were obtained, enabling the determination of material displacement intensity and conveyor productivity;

- for the first time, a dynamic model of the screw working element of a multifunctional conveyor was developed, establishing key parameters of oscillatory processes influenced by external and internal factors. These parameters describe the changes in the main working element parameters during passage through the system's main resonance;

- further analytical studies were conducted on torsional vibrations of the screw working element in the multifunctional screw conveyor, accounting for the dynamics of the continuous transported medium. This study included defining the parameters of its vibrations for both non-resonant and resonant cases;

- for the first time, some empirical regularities were identified for the influence of structural parameters and operational modes of the multifunctional screw conveyor on its productivity, power consumption, and the uniformity of mixing during conveying and mixing bulk materials.

A methodology for calculating inclined medium-speed screw conveyors is presented, which, in extreme conditions, lead to intensive cargo mixing and function effectively as mixers. Dependencies are derived to determine the kinematic and operational parameters that ensure stable operation of such mixers.

The technological process of conveying and mixing bulk materials using a cone-shaped screw conveyor is theoretically substantiated. Analytical relationships are derived to determine the change in the external radius of the screw, denoted as  $R$ , and the internal radius of the casing. These relationships describe how the initial screw radius, increases by an amount with each successive turn.

It has been found, that the increment in the displacement radius of the cargo in one turn of the cone-shaped screw conveyor significantly influences the increase in cargo velocity, thereby enhancing the mixing process. Specifically, increasing the increment of the cargo displacement radius per turn from 1 mm to 5 mm results in a velocity increase ranging from 1.28 times to 2.44 times.

A mathematical model of the dynamics of a multifunctional conveyor has been developed, and analytical relationships have been obtained as the foundation for determining the law of change in defining parameters of the oscillatory process depending on external and internal factors of the system. Based on these analytical relationships, the following conclusions have been drawn:

- the amplitude of transition through the main resonance is greater for higher values of relative motion speeds of the processed medium. Increasing the relative speed from 2 to 5 m/s results in a 17% increase in the amplitude of transition through the main resonance;

- increasing the linear mass density of the processing medium while keeping the relative speed of its motion unchanged leads to an increase in the amplitude of



transition through resonance. Increasing the linear mass density from 25 kg/m to 40 kg/m at a relative speed of 4 m/s causes a 61% increase in the amplitude of resonance transition.

A methodology for studying torsional vibrations of screw conveyors with consideration for their lateral oscillations and the motion of the continuous processing medium along them has been developed. The following conclusions have been drawn:

- a constant angular rotation speed of the screw working element reduces the frequency of its natural bending vibrations;
- the relative displacement of the processing medium along the rotating screw, which also undergoes lateral oscillations, exerts an additional influence on it in the form of periodic torque;
- the amplitude of resonance transition at the fundamental frequency of bending vibrations is smaller for screw working elements with higher torsional stiffness.

A test setup has been designed and manufactured to investigate the productivity of conveying and mixing bulk materials, as well as the mechanical characteristics of screw conveyors over a wide range of rotational frequencies, including smooth and rapid starts, changes in rotational frequency, and reversals, all in an automated mode using the ALTIVAR 71 series variable frequency drive and a universal measurement system with accelerometers for determining dynamic loads and obtaining corresponding data on a PC.

It has been determined that increasing the inclination angle of the forming cone surface of the screw, the screw rotation frequency, and decreasing the increment of the screw pitch at each successive turn result in a maximum productivity during wheat conveying of 9.44 t/h and a minimum of 3.8 t/h. Increasing the rotation frequency of the conical screw  $\alpha$  from 200 rpm to 500 rpm leads to a doubling of productivity. Moreover, increasing the inclination angle of the forming cone surface from 1 degree to 2 degrees provides a 1.18-fold increase in productivity, and varying the increment of the screw pitch from 0.004 m to 0.01 m per turn results in a 1.07-fold decrease in productivity.

Based on the research results, it was determined that the maximum productivity during wheat conveying was 4.7 t/h, while the minimum was 0.35 t/h. Increasing the

rotation frequency of the corrugated conical screw from 70 rpm to 270 rpm, leads to a 3.36-fold increase in conveying productivity. Additionally, increasing the height of the corrugations on the external diameter of the screw from 0.004 m to 0.012 m, results in a 2.55-fold decrease in productivity, and changing the increment of the screw pitch per turn from 0.004 m to 0.01 m, leads to a 1.19-fold decrease in productivity.

It was determined that increasing the inclination angle of the forming cone surface of the screw, the screw rotation frequency, and decreasing the increment of the screw pitch per turn, the power at the screw drive during wheat conveying was 0.37 kW, while the minimum was 0.11 kW. Increasing the rotation frequency of the conical screw, from 200 rpm to 500 rpm, results in a 2.5-fold increase in power at the drive. Furthermore, increasing the inclination angle of the forming cone surface,  $\alpha$ , from 1 degree to 2 degrees, provides a 1.17-fold increase in power at the drive, and changing the increment of the screw pitch per turn, from 0.004 m to 0.01 m, leads to a 1.18-fold decrease in power at the drive.

The investigation revealed that by increasing the increment of the screw pitch per turn, the inclination angle of the forming cone surface of the screw, and decreasing the rotation frequency of the screw, the coefficient of mixing non-uniformity ranges from 11.8% to a minimum of 9.4%. Increasing the rotation frequency of the conical screw, from 200 rpm to 500 rpm, results in a 1.07-fold increase in the coefficient of mixing non-uniformity. Moreover, increasing the inclination angle of the forming cone surface,  $\alpha$ , from 1 degree to 2 degrees, leads to a 1.12-fold decrease in the coefficient of mixing non-uniformity, and changing the increment of the screw pitch per turn, from 0.004 m to 0.01 m, results in a 1.04-fold decrease in the coefficient of mixing non-uniformity.

The mixing non-uniformity coefficient for a regular conical screw is 1.38 times higher than the mixing non-uniformity coefficient for a corrugated conical screw within the investigated rotational frequency range of the screws, from 200 rpm to 270 rpm. Moreover, the productivity of the regular conical screw is 1.53 times higher.

Modeling was carried out for a multifunctional screw conveyor equipped with a conical screw working element. The results showed that the maximum stresses are observed at the outlet end of the conical screw, reaching  $\approx 34.5$  MPa, and the maximum total displacements are 0.27 mm. It was found that the maximum

displacements along the Z-axis are 0.15 mm and occur in the middle part of the spiral screw, where the spiral radius is 200 mm, corresponding to a helix angle  $\varphi=0.04$ .

Visualization of the productivity calculation is provided, considering the increment of the screw pitch per turn, the inclination angle of the forming cone surface, the rotation frequency of the screw, and the height of the corrugations on the external diameter of the screw. An algorithm for a mathematical model has been developed, enabling a better understanding of the process of conveying and mixing bulk materials for each corresponding combination of input parameters using LINQ technology.

Some promising designs of screw transport mechanisms with expanded technological capabilities have been presented, along with their research, which resulted in 9 patents for utility models in Ukraine. The annual economic benefit from using the multifunctional screw conveyor equipped with a screw working element manufactured from blanks obtained by winding methods amounts to 18,889 UAH.

**Key words:** screw conveyor, process, amplitude, productivity, power, mixing, modeling, force parameters, auger, grain material, casing, mixer, movement of grain granules, laboratory setup, losses

## ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Публікації в наукових фахових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних*

1. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Gupka A., Marunych O. Torsional oscillations of an auger multifunctional conveyor's screw working body with consideration of the dynamics of a processed medium continuous flow. *Ukrainian Food Journal*. 2018. Vol. 7(3). P. 499–510. (Автором розроблена фізична модель та розподіл сил, які діють на елемент горизонтального робочого органу під час переміщення зернової суміші. Індукується в міжнародній наукометричній базі **Web of Science**).

2. Hevko B., Lyashuk O., Sokil M., Skyba O., Marunych O., Shmatko D. Dynamics of auger working body of a multifunctional conveyor. *Bulletin of the Karaganda University. «Mathematics» series*. 2018. No 1(89). P. 105-113. (Автором виведено аналітичні дослідження крутильних коливань гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку середовища. Індукується в міжнародній наукометричній базі **Web of Science**).

*Публікації в наукових фахових виданнях України та закордоном*

3. Гевко Б.М., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Дослідження резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача-змішувача. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин»*. Кіровоград, 2017. Вип. 46. Ч. 2. С. 48-57. (Автором виведено залежність резонансних коливань за різних значень швидкості руху зернової суміші, погонної маси, при різних кутових швидкостях обертання горизонтального шнека).

4. Маруніч О.П., Любачівський Р.О. Синтез гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями змішування. *Перспективні технології та прилади*. Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 122-127. (Автором запропоновано конструкцію гвинтового завантажувача).

5. Diachun A., Hevko I., Shmatko D., Skyba O., Slobodian L., Marunych O. Theoretical backgrounds of screw loaders operation with pouring into another

container. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19, No 2. P. 47-51. (Автором виведено аналітичні залежності для визначення мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикального завантажувача).

6. Гевко Б.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П., Гупка В.В. Особливості конструкцій гвинтових завантажувачів машин. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2018. № 12. С. 125-129. (Автором запропоновано конструкцію гвинтового завантажувача).

7. Гудь В.З., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2018. Вип. 40. С. 56-66. (Автором запропоновано стендове оснащення для дослідження характеристик горизонтальної вітки гвинтового завантажувача).

8. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Пік А.І., Марчук Н.М., Маруніч О.П. Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2020. Вип. 45. С. 34-44. (Автором проведено генерування конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів).

9. Маруніч О.П. Техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2018. № 11. С. 285-290.

10. Маруніч О.П., Любачівський Р.О. Дослідження процесу транспортування сипкого вантажу похилим гвинтовим конвеєром. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. Кам'янець-Подільський, 2018. Вип. 29. С. 71-79. (Автором встановлено граничні відхилення швидкостей частинок в процесі транспортування і виведені аналітичні залежності).

#### *Матеріали і тези конференцій*

11. Маруніч О., Слободян Л. Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті)* (Тернопіль, 22-24 травня 2018 р.). Тернопіль, 2018. С. 131–132. (Автором запропоновано конструкцію гвинтового змішувача).

12. Ляшук О.Л., Суншіна С., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Математична модель згинних коливань робочого органу

багатофункціонального транспортера. *Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин»* (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.). Тернопіль, 2021. С. 78–80. (Автором виведено аналітичні залежності крутильних коливань гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра).

13. Ляшук О.Л., Цьонь О.П., Вовк Ю.Я., Маруніч О.П. Динаміка шнекового багатофункціонального транспортера. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання»*, (Кропивницький, 15-17 квітня 2020 р.). Кропивницький, 2020. С. 159-161. (Автором виведено аналітичні залежності для визначення кутової швидкості обертання робочого органу від його довжини).

14. Маруніч О.П., Слободян Л.М. Шнековий компенсаційний багатофункціональний транспортер. *Збірник тез доповідей VII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“* (Тернопіль, 28-29 листопада 2018 р.). Тернопіль, 2018. Т. 1. С. 119–120. (Автором запропоновано конструкцію багатофункціонального конвеєра).

15. Маруніч О. П., Ляшук О.Л., Навроцька Т.Д. Крутильні коливання гвинтового робочого органу багатофункціонального транспортера. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14-15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 95–96. (Автором виведено диференціальні рівняння коливань гвинтового робочого органу).

#### *Патенти України на корисні моделі*

16. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів: пат. 124006 Україна: МПК G01M 13/02, B65G 33/00. № а 201711055; заявл. 13.11.17; опубл. 12.03.18, Бюл. № 5. 5 с. (Частка всіх авторів однакова).

17. Гвинтовий змішувач-завантажувач: пат. 125652 Україна: МПК B65G 33/00. № а 201711062; заявл. 13.11.17; опубл. 25.05.18, Бюл. № 10. 4 с. (Частка всіх авторів однакова).

18. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку: пат. 128019 Україна: МПК В65G 33/00. № а 201803752; заявл. 06.04.18; опубл. 27.08.18, Бюл. № 16. 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

19. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом: пат. 128417 Україна: МПК В65G 33/00, В65G 33/34 . № а 201805638; заявл. 21.05.18; опубл. 10.09.18, Бюл. № 17. 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

20. Шнековий змішувач з регульованими отворами просипання: пат. 150445 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № а 202105720. заявл. 11.10.21; опубл. 11.02.2022, Бюл. № 7. 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

21. Шнек з еластичним камероподібним елементом: пат. 150763 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01), МПК В65G 33/16 (2006.01). № а 202106203; заявл. 04.11.21; опубл. 13.04.22, Бюл. № 15. 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

22. Шнек з посиленою основою і змінним зовнішнім діаметром: пат. 150814 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01), В65G 33/16 (2006.01). № а 202107200; заявл. 13.12.21; опубл. 21.04.22, Бюл. № 16. 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

23. Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: пат. 118405 Україна: МПК В21Н 3/00 (2006.). № а 201701005; заявл. 03.02.17; опубл. 10.08.17, Бюл. № 15. 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

24. Пристрій для навивання профільних вивантажувальних гвинтових заготовок: пат. 125332 Україна: МПК В21D 11/06 (2006.01). № а 201711048; заявл. 13.11.17; опубл. 10.05.18, Бюл. № 9. 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	19
<b>РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ З ЇХ ВИКОРИСТАННЯМ</b>	
1.1. Аналіз результатів досліджень гвинтових механізмів машин	25
1.2. Особливості проектування гвинтових конвеєрів із змінною геометрією гвинтового робочого органу в напрямку переміщення матеріалу	37
1.3. Аналіз конструкцій механізмів з гвинтовими пристроями із розширеними технологічними можливостями	56
1.4. Висновки та завдання дослідження	65
<b>РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ</b>	
2.1. Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів	67
2.2. Дослідження процесу транспортування сипкого вантажу похилими гвинтовими конвеєрами	76
2.3. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у конусоподібному гвинтовому конвеєрі	85
2.4. Динаміка гвинтового робочого органу багатофункціонального конвеєра	93
2.5. Крутильні коливання гвинтового робочого органу багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку оброблювального середовища	102
2.6. Висновки	109
<b>РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ</b>	
3.1. Програма експериментальних досліджень	112



	17
3.2. Лабораторна установка багатофункціонального гвинтового конвеєра для проведення експериментальних досліджень	113
3.3. Обладнання для проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу	116
3.4. Методика проведення експериментальних досліджень для визначення потужності приводу та продуктивності багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів а також коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів	122
3.5. Висновки	131

#### **РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**

4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів	133
4.2. Результати експериментальних досліджень потужності приводу обертання конусного шнека багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів	145
4.3. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром	158
4.4. Результати експериментальних досліджень динамічного навантаження багатофункціонального гвинтового конвеєра при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів	170
4.5. Висновки	177

#### **РОЗДІЛ 5 ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ З РОЗШИРЕНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ**

5.1. Моделювання гвинтового робочого органу багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів	181
---	-----

	18
5.2 Алгоритм роботи програми для розрахунку продуктивності гвинтового конвеєра	185
5.3. Техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів	188
5.4. Висновки	193
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b>	195
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	199
<b>ДОДАТКИ</b>	223

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Розвиток виробництва та покращення ефективності використання транспортних машин можна досягти через створення нових та вдосконалення існуючих гвинтових багатофункціональних транспортних машин (ГБТМ) з розширеними технологічними можливостями. Використання таких ГБТМ дозволяє підвищити точність подачі сипкого матеріалу та забезпечити широкі межі продуктивності транспортування.

Виявлено, що деякі ГБТМ не повністю відповідають сучасним вимогам у зв'язку з розширенням номенклатури технологічних процесів, результатами теоретичних і експериментальних досліджень, а також стендовим оснащенням. Технічні характеристики та функціональні можливості цих ГБТМ потребують додаткової оптимізації для забезпечення більш ефективного використання у сучасних умовах.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, присвячених розробленню та дослідженню ГБТМ, рівень технологічного забезпечення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення не завжди відповідає сучасним вимогам.

Тому вирішення наукового завдання є важливим та має велике значення для народного господарства. Воно полягає у розробленні раціональних конструкцій ГБТМ з розширеними технологічними можливостями і синтезі їх структур. Під час процесу розроблення важливо генерувати множину можливих альтернатив для кожного із всіх ієрархічних рівнів, що є **актуальним** та дозволить забезпечити оптимальні рішення та відповідь на сучасні вимоги.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Роботу виконано відповідно до наукових напрямків кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя і є складовою частиною наукової теми «Розробка транспортно-технологічних систем з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами» (№ державної реєстрації 0120U101916), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського

машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

**Мета і завдання дослідження.** Мета роботи – підвищення ефективності транспортування та змішування сипких матеріалів шляхом проектування і обґрунтування параметрів гвинтових багатофункціональних конвеєрів.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз сучасного стану досліджень ГБТМ та розробити наукову концепцію подальшого теоретичного і практичного їх проектування на основі ресурсозберігаючих технологій і техніко-економічних характеристик;

- на основі синтезу із генеруванням множини можливих альтернатив розробити багатоваріантну структуру конструкцій та функціональних можливостей реалізації розширення технологічних можливостей гвинтових транспортерів-змішувачів;

- теоретично обґрунтувати ефективний процес транспортування і змішування сипких матеріалів похилим конусоподібним гвинтовим конвеєром з визначенням необхідної швидкості обертання гвинтового робочого органу;

- провести теоретичні та експериментальні дослідження кінематики сипкого матеріалу під час транспортування та змішування гвинтовим конвеєром з конусоподібним гвинтовим робочим органом з виведенням залежностей швидкості та продуктивності переміщення матеріалу;

- розробити динамічну модель шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера та встановити залежності кутової швидкості обертання робочого органу від його довжини та зміни в часі амплітуди поперечних коливань за різних параметрів системи з врахуванням особливості його конструкції та процесу транспортування;

- дослідити крутильні коливання гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку середовища, що піддається транспортуванню та змішуванню;

- розробити теоретичні передумови роботи і проектування багатофункціональних гвинтових конвеєрів з визначенням їх технологічних і силових параметрів;

- спроектувати і виготовити функціонально здатні зразки технологічного оснащення для транспортування і змішування сипких матеріалів;

- провести комплекс експериментальних досліджень багатофункціональних гвинтових конвеєрів і виробити практичні рекомендації щодо забезпечення їх конкурентноздатності із врахуванням переваг над існуючими аналогами;

- вивести рівняння регресії для визначення продуктивності, витрат потужності і неоднорідності змішування при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром.

**Об'єкт дослідження** – процеси транспортування і змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів багатофункціонального гвинтового конвеєра на параметри процесу транспортування та змішування сипких матеріалів.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження проведені із застосуванням методів механіко-математичного моделювання, класичної механіки, опору матеріалів, теорії пружності, інженерної творчості і вибору раціональних технічних рішень. Апробація розроблених алгоритмів, програм і методик проводилась методом комп'ютерного моделювання.

Експериментальні дослідження проводили з використанням теорії експерименту та математичної статистики за допомогою стандартних програм та методик, що полягають у сумісному використанні фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єкту досліджень для підтвердження адекватності отриманих результатів за допомогою діючого технологічного обладнання, розробленого та виготовленого технологічного оснащення. В

розрахунках і при обробці результатів досліджень використовували комп'ютерну техніку та сучасне програмне забезпечення.

### **Наукова новизна отриманих результатів:**

–отримали подальший розвиток аналітичні залежності, які визначають кінематичні параметри процесу переміщення вантажу гвинтовим багатофункціональним конвеєром, за яких покращуються умови змішування сипких матеріалів;

- вперше досліджено кінематику сипкого вантажу у багатофункціональному гвинтовому конвеєрі з конусоподібним гвинтовим робочим органом, отримано параметричні рівняння траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалу та продуктивність роботи конвеєра;

- вперше розроблено динамічну модель шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера з встановленням визначальних параметрів коливального процесу залежно від зовнішніх та внутрішніх чинників, що описуються законами зміни основних параметрів робочого органу під час проходження через головний резонанс системи;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження крутильних коливань гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку середовища, що транспортується з визначальними параметрами його коливань для нерезонансного та резонансного випадку;

- вперше встановлено емпіричні закономірності впливу конструктивних параметрів та режимів роботи багатофункціонального гвинтового конвеєра на його продуктивність, витрати потужності і неоднорідність змішування при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів.

**Практичне значення отриманих результатів.** Проведено структурний синтез гвинтових транспортерів-змішувачів. На основі синтезованих схем розроблено 7 конструкцій ГБТМ, які захищені патентами України на корисні моделі. Також розроблені контрольні пристрої для заміру конструктивних і

силових параметрів гвинтових механізмів, які захищені 2 патентами України на корисні моделі.

Спроектовано і виготовлено функціонально здатні зразки технологічного оснащення для транспортування і змішування сипких матеріалів. Проведено комплекс експериментальних досліджень багатофункціональних гвинтових конвеєрів і вироблено практичні рекомендації щодо забезпечення їх конкурентноздатності із врахуванням переваг над існуючими аналогами.

Технічна новизна розробок, захищена 9 патентами України на корисні моделі, знайшла використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

**Особистий внесок здобувача.** Результати теоретичних і експериментальних досліджень, які виносяться на захист, автором отримані самостійно. Постановка задач і аналіз результатів проводилися разом з науковим керівником. Отримані результати опубліковано у одноосібних працях [107]. У працях виконаних у співавторстві здобувачем розроблені теоретичні основи процесів транспортування сипких матеріалів по прямих і криволінійних трасах і їх змішування [110]. Проведено використання методу уніфікованого синтезу нових конструкцій ГБТМ [36, 109]. Досліджено динаміку гвинтового робочого органу багатофункціонального конвеєра [104, 166], крутильні коливання гвинтового робочого органу багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку оброблювального середовища [20, 103, 105, 184]. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних, технологічних і силових параметрів гвинтових конвеєрів [21, 58, 106, 108, 161]. Технічну новизну розроблень захищено 9 патентами України на корисні моделі [10-11, 115, 126, 148-149, 152-154].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: Міжнародній науково-технічній конференції

«Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), (22-24 травня, Тернопіль, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, (28-29 листопада, Тернопіль, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Підвищення надійності машин і обладнання», (15-17 квітня, Кропивницький, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, (14-15 травня, Тернопіль, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича „Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин“( 23-24 вересня, Тернопіль, 2021 р.). Робота в повному обсязі доповідалась на розширеному засіданні тематичного наукового семінару кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2023р.).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи й результати дослідження опубліковано в 24 наукових працях, з них 7 публікацій – у наукових фахових виданнях України, 2 статті у закордонному виданні та виданні України, що індексуються у наукометричній базі **Web of Science**, 1 стаття за кордонному виданні, 5 матеріалів тез конференцій, 9 патентів України на корисні моделі.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації 251, у тому числі 87 рисунки, 12 таблиць, список використаних літературних джерел з 211 найменування та 5 додатків. Основна частина дисертації займає 163 сторіноки.



# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ З ЇХ ВИКОРИСТАННЯМ

### 1.1. Аналіз результатів досліджень гвинтових механізмів машин

Значний внесок у розвиток теоретичних основ проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ). Зокрема, наведені автори, такі як В.М. Барановський [1, 200], П.М. Василенко [5-7], Б.М. Гевко [12-21, 112, 167, 177], Р.М. Рогатинський [18, 112, 119, 129-142, 178, 183, 195-200], М.І. Пилипець [120-122], Р.Б. Гевко [47-51, 78, 80, 172-176, 200, 203], В.С. Ловеїкін [91-96], І.Б. Гевко [12-31, 23-46, 54, 56, 90, 97-98, 121, 130-132, 134-139, 142, 160-162, 167-171, 181-183, 197-199], О.Л. Ляшук [19, 22, 36, 46, 71, 73, 99-105, 119, 166-168, 170-171, 174-175, 177-178, 181-187, 198, 203], О.О. Налобіна [75, 113-114, 192], В.В. Васильків [8], І.Я. Стадник [124, 147, 150], В.З. Гудь [43, 54, 57-58, 97-98, 10, 130, 168-170, 178, 182], І.Г. Ткаченко [80, 173-176, 182-183], М.Б. Клендій [85, 123, 150, 171], В.В. Красніков, Д.А. Дерев'янка [60-62], А.Є. Дячун [12-15, 19, 22, 28, 31-32, 37-39, 41-46, 53, 55-56, 70-74, 99, 101, 131-132, 134, 136-142, 161-162, 169, 197-199], О.М. Троханяк [80, 158-159, 172, 174-176, 203], P.J. Owen, P.W. Cleary, Y. Tian, P. Yuan, F. Yang, A. Zaica, A. Visan, C. Rogres та багато інших, працювали над різними аспектами розробки ГТТМ та їх приводів.

Дослідження взаємодії матеріалів із гвинтовими робочими органами, а також оптимізація параметрів ГТТМ та режимів їх роботи мали велике значення для розширення застосування цих механізмів у різних галузях народного господарства, таких як машинобудування, сільськогосподарське виробництво, харчова та переробна промисловість, будівництво, комунальне господарство, транспорт тощо.

Багатогранний підхід та наукові дослідження у цій галузі допомогли покращити ефективність та якість гвинтових механізмів, що сприяє

підвищенню продуктивності, надійності та довговічності машин, а також зниженню негативного впливу на довкілля та покращенню умов праці обслуговуючого персоналу.

Ці дослідження мають важливе значення для подальшого розвитку технічного сектору та економіки країни. Дослідники, [2-4, 12, 47, 52, 63, 79, 80, 82, 88, 97-97, 111, 118, 143, 151, 155, 156, 163, 203] працювали над дослідженням гвинтових транспортно-накопичувальних та завантажувально-розвантажувальних вібраційних бункерних пристроїв. Вони розробили рекомендації щодо розрахунку та проектування таких пристроїв для різних типів виробництв.

Переваги гвинтових конвеєрів із робочим органом із еластичних матеріалів включають низьку вагу, невисоку вартість, меншу матеріалоемність та, що особливо важливо, вони не травмують транспортовані матеріали. Такі гнучкі гвинтові конвеєри можуть бути використані в різних галузях промисловості і сільськогосподарському виробництві для ефективного переміщення та обробки матеріалів

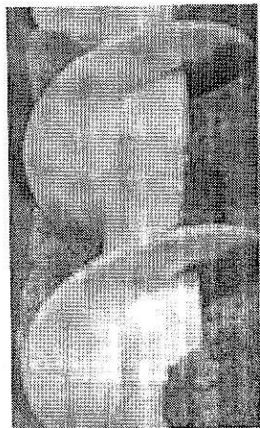


Рис. 1.1. Гвинтовий еластичний робочий орган

Р.М. Рогатинським [18, 112, 119, 129-142] було проведено значні дослідження і розробки в галузі гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ). У його працях була розроблена оптимізаційна модель жорстких гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями.

Він також виробив комплекс наукових і практичних рекомендацій щодо оптимального проектування таких конвеєрів.

Розробки включали структурно-кінематичний аналіз гвинтових механізмів, а також визначення основних напрямків синтезу нових конструкцій з розширеними технологічними можливостями. Досліджено технологічні аспекти взаємодії шнекових робочих органів з матеріалами сільськогосподарського виробництва. Результатом цих досліджень стало створення уніфікованої моделі функціонування гвинтових транспортно-технологічних механізмів у технологічних процесах сільськогосподарського виробництва.

У процесі досліджень було вирішено задачі і розроблені алгоритми розрахунків об'ємної взаємодії тіл у рухомому потоці, що перебувають у напружено-деформованому стані, а також оптимізаційні задачі нелінійного програмування. Були запропоновані нові технологічні рішення для сортування, очищення, транспортування та формоутворення гвинтових робочих органів. Крім того, були отримані аналітичні залежності для визначення швидкості транспортування в загальному випадку, включаючи похилі конвеєри [129]:

$$v_z = \frac{\omega T}{2\pi} \left[ \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_2} \right], \quad (1.1)$$

де  $\beta_1$  та  $\beta_2$  - крайні значення кута підйому траси.

Питомі енерговитрати на транспортування вантажу [129]:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[ 1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.2)$$

де  $\xi(P)$  - дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування (при

коефіцієнті швидкохідності  $P = \frac{\omega^2 D}{2g} > 10$  нею можна нехтувати).

Усі ці дослідження і розробки розширили можливості технологічного використання гвинтових механізмів і принесли вагомий внесок у розвиток і вдосконалення гвинтових транспортно-технологічних механізмів у різних галузях промисловості і сільськогосподарському виробництві.

У роботах М.І. Пилипця були розроблені методи розрахунку та проектування конструктивних параметрів гнучких гвинтових конвеєрів. Виведені аналітичні залежності дозволяють визначити параметри робочих органів цих конвеєрів. Особливу увагу приділено розробці нелінійної задачі руху матеріалу по криволінійних трасах, що дозволяє моделювати процес руху матеріалу в гнучких гвинтових конвеєрах по криволінійних траєкторіях

Під час формоутворення заготовок навиванням був введений новий критерій, який враховує поєднання коефіцієнта питомої висоти і радіуса кривизни навивної заготовки. Цей новий показник називається коефіцієнтом технологічної складності ( $K_{тс}$ ) процесу навивання гвинтових заготовок на оправки. Коефіцієнт технологічної складності ( $K_{тс}$ ) визначається залежністю, яка була запропонована у працях М.І. Пилипця. [122]:

$$K_{тс} = \left(\frac{B}{r}\right)^x \cdot K_e, \quad (1.3)$$

де  $B$  – висота стрічки;

$x$  – показник степеня функції;

$K_e$  – коефіцієнт, що враховує параметри процесу формоутворення ( $K_e = 0,7-1,1$ );

$r$  – радіус оправки.

Ці розробки дозволили значно покращити процес навивання гвинтових заготовок на оправки, роблячи його більш ефективним і економічним. Дослідження М.І. Пилипця мають важливе значення для підвищення якості і продуктивності гнучких гвинтових конвеєрів у різних виробничих галузях.

За роботами А.О. Вітрового [9, 34] було розроблено конструкції гнучких робочих органів у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів, виготовлених з пластичних мас. Ці елементи призначені для транспортування посівних матеріалів без їх травмування. Однак, такі конструкції мають деякі недоліки, зокрема, обмежену навантажувальну здатність, низьку надійність та довговічність, оскільки пластмаса, з якої вони виготовлені, має низькі характеристики міцності.

Щодо робіт Д.Л. Радика [127] вони охоплюють технологічні основи формоутворення гвинтових елементів з заданими конструктивними параметрами. Підхід базується на використанні прогресивних конструкцій гвинтових живильників і бункерів, а також вивченні питань захоплення і переміщення сипких вантажів гвинтовими робочими органами різного конструктивного виконання.

Обидва напрямки досліджень мають важливе значення в галузі гнучких транспортно-технологічних механізмів та гвинтових конструкцій, сприяють розвитку та впровадженню нових технологій у виробництво.

У роботах Ю.Б. Капаціли [84] була розроблена система автоматизованого проектування шнекових транспортерів, що складається з різних функціональних елементів. Ця система дозволяє здійснювати інженерні розрахунки з використанням ряду процедур і функцій, що розширюють стандартні можливості. Особливу увагу приділено розрахункам напружено-деформованого стану гнучких робочих органів на криволінійних ділянках.

В роботах А.І. Піка [48, 125] були розроблені секційно-пружні лопатеві робочі органи гвинтових механізмів. Пропонована методика розрахунку дозволяє визначити їх напружено-деформований стан. Відмічається, що основним недоліком таких механізмів є низька надійність і довговічність гнучкого робочого органу на криволінійних ділянках.

У роботах Д.В. Дмитріва і О.Я. Гурика [59, 64] були розроблені математичні моделі гвинтових змішувачів. Застосовано коміркову і дифузійну моделі для визначення параметрів процесу захоплення суміші, змішування та транспортування. Для змішувачів, в яких застосовується дифузійна математична модель, були експериментально визначені коефіцієнти повздовжнього змішування з урахуванням впливу різних факторів на якість змішування і продуктивність транспортування. Також були отримані регресійні залежності для визначення вмісту контрольного компонента та коефіцієнта неоднорідності.

Ці роботи сприяють розвитку технологій гнучких гвинтових механізмів та гвинтових змішувачів, що має важливе значення для підвищення ефективності виробничих процесів та покращення якості продукції.

У роботах Р.Б. Гевка і Р.Я. Лещука були розглянуті питання проектування секційних гнучких гвинтових механізмів з шарнірними валами. Одна з ключових ідей полягала в покращенні умов роботи кожної секції шляхом надання їм бочкоподібної форми і розроблення способів їх профілювання.

Результатом їх досліджень стали аналітичні залежності для визначення радіуса зміни траси транспортування в залежності від величини торцевих зазорів між сусідніми секціями. Ці залежності дозволяють розраховувати оптимальні параметри гнучких гвинтових механізмів, забезпечуючи більш стабільну роботу і знижуючи знос робочих органів.

Такі дослідження мають практичне значення для розробки і вдосконалення гнучких гвинтових механізмів, які знаходять своє застосування у різних галузях промисловості та сільського господарства. Завдяки цим роботам можна забезпечити покращення продуктивності та ефективності роботи гвинтових механізмів і підвищити їхню надійність та довговічність.

В роботах М.Р. Паньків, Ю.Я. Петриковича, Н.Є.Влас було проведено обґрунтування конструктивних параметрів гвинтових очисників коренеплодів на основі аналізу їх розрахункової продуктивності. Досліджено характер співударів коренеплодів з робочими поверхнями різних типів очисників, таких як еліпсний, кулачковий та циліндричний зі зміщеною віссю обертання.

Результатом їх досліджень стали емпіричні залежності регресійних рівнянь, що характеризують зміну забрудненості та пошкодження коренеплодів. Також були розроблені інженерні методики розрахунку основних параметрів очисників, що дозволяють оптимізувати їхню конструкцію з метою підвищення ефективності та продуктивності процесу очищення коренеплодів.

Ці дослідження є важливим внеском у розвиток технологій очищення коренеплодів, що знаходять широке застосування у сільському господарстві та

харчовій промисловості. Забезпечення оптимальних параметрів гвинтових очисників дозволяє знизити втрати продуктивності та забезпечити якісну обробку коренеплодів, що в свою чергу позитивно впливає на економічні показники і якість виробництва.

Розвиток технологічних процесів у виготовленні гвинтових механізмів з використанням сучасних методів та технологій є важливим завданням для забезпечення їх високої якості, ефективності та надійності. Застосування прогресивних методів, таких як ПЕОМ (програмована електроіскрова обробка металу), дозволяє розширити функціональні можливості гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ).

Дослідження та розробка нових гвинтових робочих органів різного функціонального призначення дозволить підвищити продуктивність та ефективність ГТТМ у різних галузях народного господарства. Застосування складних гвинтових робочих органів дозволить вирішувати багатофункціональні завдання та забезпечувати оптимальні умови для обробки матеріалів у виробничих процесах.

Окрім цього, розробка і використання прогресивних методів виготовлення гвинтових робочих органів дозволить знизити їх собівартість та підвищити якість продукції. Використання сучасних технологій обробки та виробництва забезпечує точність та повторюваність параметрів робочих органів, що є важливим для забезпечення стабільної та ефективної роботи ГТТМ.

Такі дослідження допоможуть впровадити новітні технології в галузі механізації та автоматизації, сприяючи подальшому розвитку народного господарства і підвищенню конкурентоспроможності виробництва на міжнародному ринку.

Зазначені дослідники та вчені як А.П.Александров, А.А.Вайнсон, П.М.Василенко, Б.М.Гевко, Р.Б.Гевко, Х.Герман, А.М.Григор'єв, І.Е.Груздев, Б.М.Гутьяр, Л.В.Гячев, В.К.Дьяков, В.П.Желтов, П.М.Заїка, Р.Л.Зенков, В.Г.Іванов, Ф.К.Іванченко, А.І.Кіщенко, Г.В.Корнєв, Г.Г.Кошелєв, Л.М.Куцин,

В.С.Ловейкін, Д.Мак-Келві, С.Н.Михайлов, І.В.Морін, О.О.Омельченко, Ю.А.Пертен, В.І.Пономарьов, П.А.Преображенський, М.І.Пилипець, Р.М.Рогатинський, А.О.Співаковський, А.Я.Соколов, В.Д.Ткач, Г.Шенкель, М.К.Штуков, В.Ф.Ярошенко мають значний внесок у розвиток теорії та методів проектування гвинтових механізмів та гвинтових транспортно-технологічних систем (ГТТС). В їх працях вивчено та визначено ряд теоретичних основ і параметрів, що стосуються конструктивних, кінематичних, динамічних, функціональних, експлуатаційних та інших характеристик гвинтових робочих органів.

Такі дослідження дозволили визначити оптимальні параметри гвинтових механізмів і транспортних систем залежно від умов їх використання, технологічних процесів та властивостей транспортованих матеріалів. Вони сприяють підвищенню продуктивності, ефективності та надійності ГТТМ у різних галузях промисловості, сільського господарства та іншого виробництва.

Теоретичні основи та методи, викладені у літературних джерелах, забезпечують наукову базу для досліджень і розробок у сфері гвинтових механізмів, допомагають вдосконалювати їх конструкції, знижувати вартість та підвищувати їх якість. Врахування цих теоретичних основ у процесі проектування та виготовлення гвинтових робочих органів дозволяє створювати ефективні та інноваційні технічні рішення для різних завдань транспортування та обробки матеріалів.

Дослідники, такі як Григор'єв М.А., Штуков М.К., Григор'єв А.М., Груздев Н.Е., Морін І.В., Куцин Л.М., Омельченко О.О. та інші, активно досліджують гвинтові конвеєри та розробляють методи їх розрахунку та оптимізації. Експериментальний підхід дозволяє отримати емпіричні залежності для розрахунку продуктивності та енергоємності, що можуть бути корисні при проектуванні та експлуатації гвинтових механізмів.

Також зазначені дослідники звертають увагу на аналіз гвинтових конвеєрів з використанням теорій розмірності та подібності. Ці методи дозволяють здійснити аналіз і порівняння даних, отриманих з різних



досліджень, і дозволяють зробити висновки про фізичні закономірності та залежності, що впливають на роботу гвинтових механізмів.

Проте, ще залишається низка недосліджених питань, таких як оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів для мінімізації їх енергоємності в різних умовах, оптимальне навантаження в перехідних режимах і інші. Ці питання вимагають додаткового теоретичного і експериментального дослідження.

Також, аналіз основних положень проектування гвинтових транспортерів показує, що деякі аспекти роботи цих механізмів ще не до кінця зрозумілі та неоднозначні. Різні автори мають різний погляд на сутність явищ, що спостерігаються при роботі гвинтових конвеєрів.

Одним із основних критеріїв ефективності гвинтових транспортерів є продуктивність, матеріаломісткість та енергоємність. Дослідження цих показників дозволяє забезпечити вдосконалення та оптимізацію роботи гвинтових механізмів, зниження витрат та покращення їх функціональності у різних галузях виробництва.

В аналізі літературних джерел, особливу увагу приділено питанням вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів, оскільки питання пошкодження сипких вантажів залишається актуальним. Різні автори пропонують різні підходи до розрахунку основних параметрів гвинтових робочих органів, і це пов'язано з результатами їх власних досліджень.

Для розрахунку вертикальних конвеєрів, рекомендується використовувати залежності, які містять осьову швидкість транспортування  $v_z$ . Продуктивність вертикальних конвеєрів можна визначити із використанням таких залежностей, які, скоріш за все, зазначені в літературних джерелах [17-18].

$$Q = 3.6\pi\varphi(D^2 - d^2)v_z. \quad (1.4)$$

Зазначені роботи можуть містити різноманітні рекомендації та методи розрахунків, які дозволяють вибрати оптимальні параметри робочих органів та

процесів транспортування для певних матеріалів і умов експлуатації. Оскільки питання пошкодження сипких матеріалів є важливим аспектом при проектуванні гвинтових механізмів, розрахунки та експерименти з межами числових значень параметрів є цінними для забезпечення ефективної роботи таких механізмів.

Проблемою розрахунку продуктивності та потужності гвинтових механізмів є складність визначення точних значень осьової швидкості транспортування і коефіцієнта заповнення матеріалу. Ці параметри можуть змінюватися залежно від умов роботи, властивостей матеріалів та дизайну гвинтового механізму.

Зазначені залежності, що використовують осьову швидкість транспортування  $V_z$ , можуть бути недостатньо точними, оскільки вимагають заздалегідь визначених значень цих параметрів, що часто буває проблематичним. Також, коефіцієнт заповнення матеріалом може залежати від властивостей самого матеріалу, умов завантаження, форми та розміру гвинтового робочого органу.

Застосування табличних значень, як зазначено в ГОСТ 23976-80, також може бути обмежене, оскільки такі дані часто є загальними і не враховують індивідуальних особливостей конкретного гвинтового механізму та матеріалів, що транспортуються.

Таким чином, зазначені аналітичні підходи можуть бути придатними для загальної оцінки продуктивності та потужності гвинтових механізмів, але для точних розрахунків необхідно використовувати більш детальні експериментальні дослідження та чисельні методи моделювання, які враховують різноманітні умови роботи і параметри матеріалів. Продовження наукових досліджень у цьому напрямку може сприяти розв'язанню цих проблем і вдосконаленню методик розрахунків гвинтових механізмів.

Дослідження Б.М. Гевка є важливим внеском у розвиток наукових основ проектування гвинтових транспортуючих механізмів для сільськогосподарських машин. Особлива увага до аналізу й синтезу гвинтових

механізмів дозволяє розширити розуміння взаємодії продуктів транспортування з робочими органами гнучкого шнекового конвеєра.

Розроблення моделей гнучких гвинтових конвеєрів та дослідження їх продуктивності є значним кроком вперед у розвитку цього напрямку. Встановлення постійної продуктивності гнучких гвинтових конвеєрів, яка не залежить від зміни висоти піднімання вантажу та радіуса кривини, є цінним висновком, який може бути корисним у практичному проектуванні та оптимізації гвинтових механізмів.

Важливим є також розрахункове значення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору, яке враховує зміну швидкості перевантаження в діапазоні кутових швидкостей  $\omega = 25 - 50 \text{ c}^{-1}$ . Це дає змогу оцінювати ефективність роботи гвинтових механізмів при різних умовах роботи і вибирати оптимальні параметри для досягнення потрібної продуктивності та зносостійкості

Об'ємний розхід вантажу, незалежно від положення траси в просторі, є постійним по її довжині й теоретично визначається за залежністю [18]:

$$Q = \psi \varphi_0 (1 + \sqrt{1 - \varphi_0}) \pi D_{\text{жс}}^3 \omega \frac{0,5 \pi D_{\text{жс}} T (1 + \sqrt{1 - \varphi_0}) - \mu_1 T^2}{16 [T^2 + 0,2 \pi D_{\text{жс}}^2 (1 - \sqrt{1 - \varphi_0})]}, \quad (1.5)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного січення жолоба гнучкою спіраллю;  $\varphi_0$  – коефіцієнт завантаження на вході;  $D_{\text{жс}}$  – прохідний діаметр кожуха;  $T$  – крок спіралі;  $\omega$  – частота обертання робочого органу;  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя матеріалу по гвинтовій поверхні спіралі.

Однак, як зазначено вище, проблема відсутності загальних моделей взаємодії продуктів транспортування з гвинтовими робочими органами, а також нестача оптимізаційних методик розрахунку та моделей гвинтових механізмів, що враховують їх параметри та умови роботи, залишаються актуальними завданнями для подальших наукових досліджень у цій галузі. Вдосконалення і

розширення наукових основ проектування гвинтових транспортуючих механізмів допоможе підвищити їх ефективність і забезпечити високу якість їх роботи в різних умовах застосування.

В монографії "Гвинтові подаючі механізми сільськогосподарських машин" [18] представлено результати експериментальних досліджень робочих органів стрічкових гвинтових конвеєрів, представлені у цій монографії, мають велике значення для розвитку сфери проектування та вдосконалення гвинтових механізмів.

Табличні та графічні залежності, що відображають зміну продуктивності гвинтових конвеєрів від різних параметрів, таких як висота піднімання вантажу, радіус магістралі транспортування, кутова швидкість робочого органу та діаметр прохідного перерізу кожуха, є важливими для розуміння роботи і оптимізації цих механізмів.

Також важливою є інформація про залежності зміни енергосилових параметрів від параметрів транспортування. Ці дані допомагають розуміти, які параметри впливають на енергоефективність гвинтових конвеєрів і дозволяють шукати шляхи зниження споживання енергії.

Дані з монографії відображають практичні результати експериментальних досліджень і є цінним внеском у розвиток науки і техніки у галузі гвинтових механізмів та їх застосування у сільському господарстві та інших галузях промисловості. Ці дослідження допоможуть вдосконалити методику проектування і покращити характеристики гвинтових конвеєрів, що в свою чергу призведе до підвищення їх надійності, продуктивності та ефективності.

Дані результати досліджень, що вказують на домінуючий вплив частоти обертання робочого органу та діаметра прохідного перерізу кожуха на продуктивність і крутний момент на привідному валу гвинтових конвеєрів, є важливими для розуміння факторів, що впливають на їх ефективність.

Підвищення частоти обертання робочого органу дозволяє збільшити продуктивність гвинтового конвеєра, так як це забезпечує збільшення

швидкості транспортування матеріалів. Збільшення діаметра прохідного перерізу кожуха також позитивно впливає на продуктивність, оскільки це збільшує об'єм матеріалу, що може бути транспортований за один оберт робочого органу.

З іншого боку, збільшення висоти транспортування впливає на енергосилові параметри технологічного процесу, що може призвести до збільшення споживання енергії. Це може бути важливим фактором при виборі оптимальної конструкції гвинтового конвеєра з огляду на енергоефективність.

Однак основними недоліками гвинтових конвеєрів, як зазначено в аналізі, є низька надійність, довговічність та навантажувальна здатність. Ці аспекти можуть відігравати критичну роль у довгостроковій експлуатації і ефективності гвинтових механізмів, особливо при роботі з великими обсягами матеріалів.

Так, згідно з аналізом досліджень та літературних джерел, багато питань вибору конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів гвинтових конвеєрів частково вирішені. Відомі емпіричні залежності та практичні рекомендації дозволяють здійснювати деякі розрахунки та проектування гвинтових механізмів з певною ступінню точності

Проте, необхідні додаткові дослідження і вдосконалення для вирішення інших питань і забезпечення повної оптимізації гвинтових конвеєрів. Потрібно розробити загальні моделі взаємодії продуктів транспортування з робочими органами, що дозволить більш точно оцінити їх продуктивність та ефективність

## **1.2. Особливості проектування гвинтових конвеєрів із змінною геометрією гвинтового робочого органу в напрямку переміщення матеріалу**

Гвинтові конвеєри із змінною геометрією гвинтового робочого органу та кожуха в напрямку переміщення матеріалу спроектовані для транспортування, змішування та дозування сипких матеріалів і зазвичай розміщуються на початку транспортної системи із гвинтових конвеєрів. При використанні таких

конвеєрів підвищується точність хвилинної подачі сипкого матеріалу. Також використання приводу із змінною швидкістю підвищує точність дозування сипкого матеріалу та забезпечує досягнення широких меж продуктивності транспортування. Гвинтові конвеєри із змінною геометрією гвинтових робочих органів доступні у широкому спектрі поперечних розмірів, довжин, конфігурацій та матеріалів конструкцій. Вхідна сторона кожуха зазвичай повністю завантажена матеріалом під дією гравітації і приєднана до бункера квадратної, прямокутної або циліндричної форми з конусною або прямою зоною вивантаження. При проектуванні гвинтових конвеєрів із змінною геометрією гвинтового робочого органу потрібно враховувати такі фактори:

1. Поточні характеристики сипкого матеріалу, що транспортується.
2. Густина матеріалу в умовах зберігання та транспортування.
3. Необхідні мінімальна та максимальна продуктивності транспортування.
4. Розміри частинок сипкого матеріалу.
5. Довжина та ширина вивантажувального отвору бункера.
6. Загальна довжина гвинтового конвеєра.
7. Висота завантаження сипкого матеріалу у бункері.

Більшість гвинтових конвеєрів із змінною геометрією гвинтового робочого органу не мають значної довжини, оскільки це вимагає застосування внутрішніх додаткових підшипників у кожусі, що знижує точність дозування сипкого матеріалу. Тому такі конвеєри приєднуються до звичайних гвинтових конвеєрів для продовження процесів транспортування матеріалів. В компанії KWS спроектовано та виготовляються три типи гвинтових конвеєрів із змінною геометрією гвинтового робочого органу.

1. Гвинтові робочі органи із змінним або ступінчастим кроком витків (рис. 1.2). Крок витків змінюється від найкоротшого до найдовшого в напрямку вивантаження матеріалу. При змінному кроці витків кожен крок витків збільшується в частині завантаження матеріалу із бункера, забезпечуючи збільшення доступного простору для захоплення сипкого матеріалу із бункера. При ступінчастому кроку витків довжина кроку витків змінюється дискретно.

Наприклад, перших два витки мають крок  $1/3$  від нормального кроку витків, наступні три витки –  $2/3$  від нормального кроку витків в зоні завантаження матеріалу.

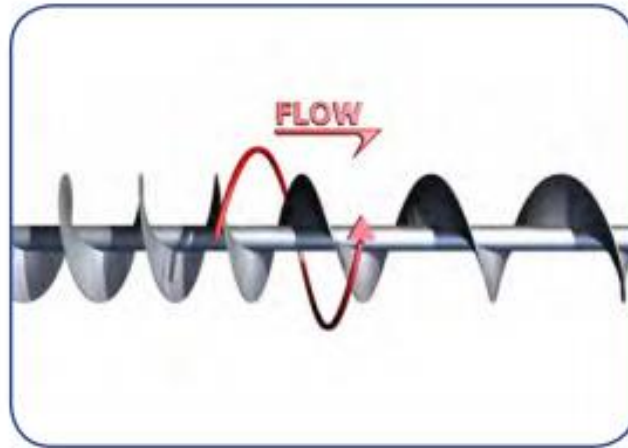


Рис. 1.2. Гвинтовий робочий орган із змінним кроком витків фірми KWS [180]

2. Гвинтовий робочий орган з конічним зовнішнім діаметром (рис. 1.3). Зовнішній діаметр гвинтового робочого органу має конічну форму від початку зони завантаження сипкого матеріалу із бункера до початкової зони переміщення матеріалу у кожусі, що забезпечує збільшення доступного простору для захоплення сипкого матеріалу із бункера.

3. Гвинтовий робочий орган для масового потоку (mass flow) (рис. 1.4, 1.5). Конструкція гвинтового робочого органу для масового потоку розроблена Jenike & Johanson і є комбінацією змінного кроку витків та конічною поверхнею внутрішнього діаметра гвинтового робочого органу. Конічна поверхня розташована на валі гвинтового робочого органу від задньої частини завантаження із бункера до середини вивантажувального отвору бункера.

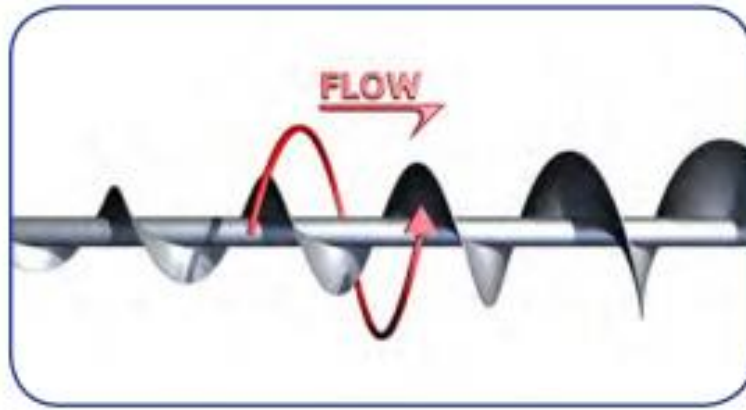


Рис. 1.3. Гвинтовий робочий орган з конічним зовнішнім діаметром фірми KWS [180]

Витки із коротким кроком розміщені на конічній поверхні вала, забезпечуючи збільшення доступного простору для захоплення сипкого матеріалу із бункера. Далі в напрямку переміщення матеріалу крок витків поступово зростає.

4. Гвинтовий робочий орган із ступінчастим діаметром витків (рис. 1.5). Гвинтовий робочий орган може складатись із декількох секцій різного діаметру. Витки із найменшим зовнішнім діаметром розміщуються під вивантажувальним отвором бункера. Це забезпечує точне дозування сипкого матеріалу з подальшою подачею у кожух із секцією більшого діаметру витків. При цьому зменшується коефіцієнт завантаження у розширеній зоні конвеєра, що дозволяє встановлювати додаткові підшипники на кронштейнах у середині кожуха та збільшувати довжину конвеєра.

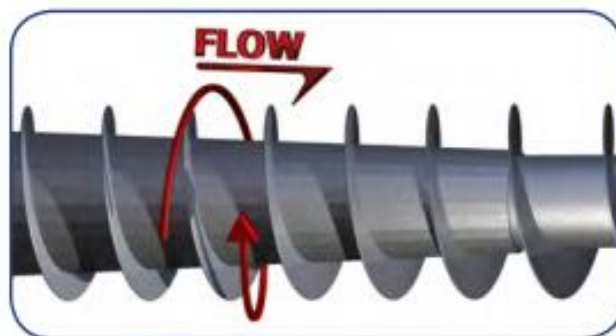


Рис. 1.4. Гвинтовий робочий орган з конічним валом та змінним кроком витків фірми KWS [180]



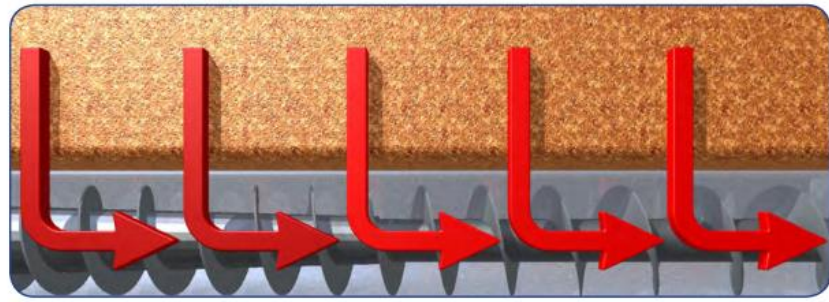


Рис. 1.5. Схема масового потоку матеріалу із бункера [180]

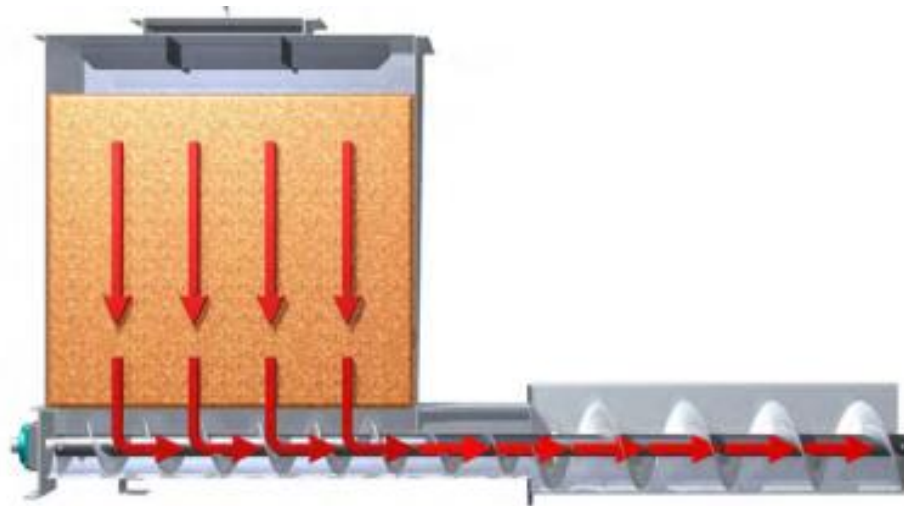


Рис. 1.6. Гвинтовий робочий орган із ступінчастим діаметром витків фірми KWS [180]

5. Гвинтові конвеєри із декількома гвинтовими робочими органами (рис. 1.7, 1.8) спроектовані для розвантажування великогабаратних бункерів із великими вивантажувальними отворами. Одночасне застосування декількох гвинтових робочих органів дозволяє уникати заклинювання матеріалу у бункері, при цьому дозування та захоплення матеріалу здійснюється однорідно по всій ширині та довжині вивантажувального отвору бункера.



Рис. 1.7. Гвинтовий конвеєр із декількома гвинтовими робочими органами фірми KWS [180]

Теорію однорідного захоплення матеріалу із бункера за допомогою гвинтового робочого органу із змінною геометрією розроблено у працях Roberts та інших [189, 194]. Розрахункова схема такого конвеєра представлена на рис. 1.9.

У перерізі  $x$ , як показано на рис. 1.9 об'ємна подача матеріалу визначається за формулою [189, 194]:

$$Q(x) = A(x)v(x)\mu_v(x), \quad (1.6)$$

де  $A(x)$  - площа поперечного січення гвинтового робочого органу у перерізі  $x$ ;

$v(x)$  - осьова швидкість подачі матеріалу у перерізі  $x$ ;

$\mu_v(x)$  - об'ємна ефективність.

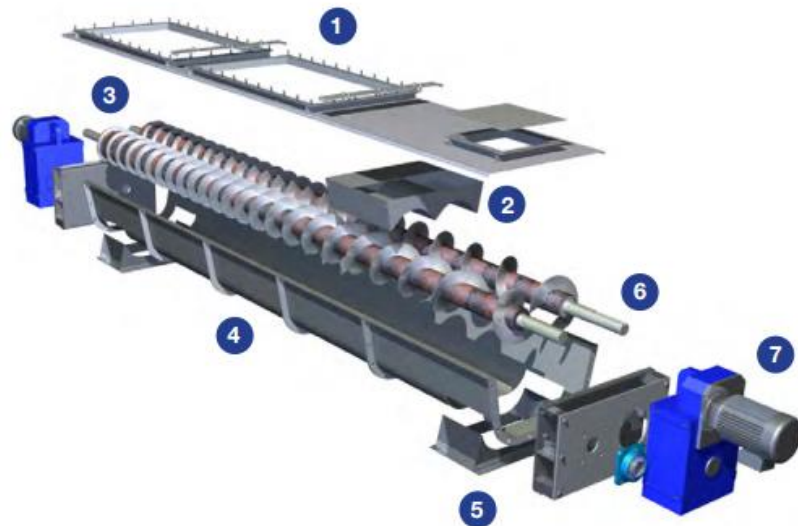


Рис. 1.8. Конструкція гвинтового конвеєра із двома гвинтовими робочими органами фірми KWS: 1. Вхідний отвір із елементами для приєднання бункера; 2. Захисний екран для уникнення зворотного руху матеріалу; 3. Два гвинтових робочих органи із змінними кроками витків, що забезпечують однорідне захоплення матеріалу із бункера; 4. Кожух конвеєра; 5. Вивантажувальний отвір; 6. Вали для передачі обертового руху від редуктора; 7. Привод гвинтових робочих органів із редуктором [180]

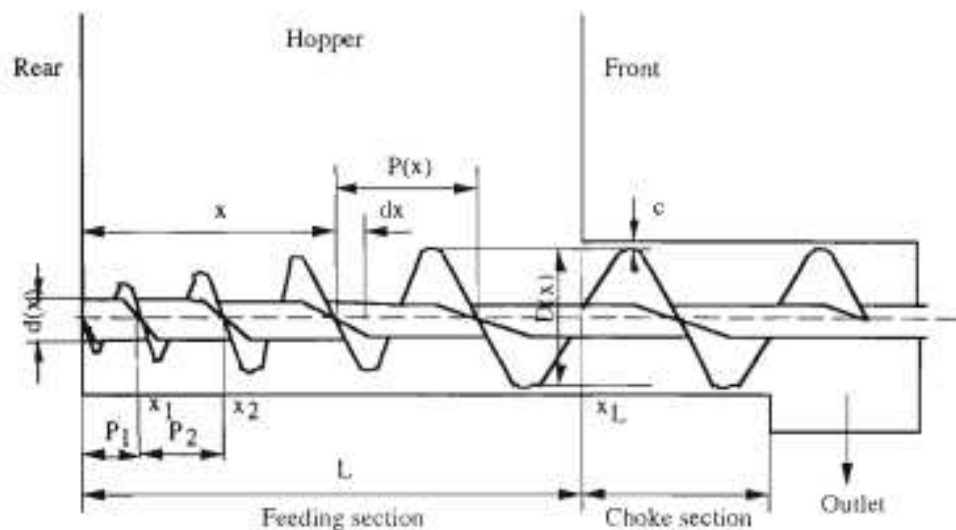


Рис. 1.9. Розрахункова схема гвинтового робочого органу із змінною геометрією [189, 194]

Відповідно до вказаної теорії критерієм однорідного захоплення матеріалу із бункера є вираз:

$$Q'(x) = \frac{dQ(x)}{dx} = \text{const}. \quad (1.7)$$

У роботах Heaker та інших [164-165] запропоновану процедуру оптимального проектування гвинтового робочого органу із забезпеченням кращого захоплення сипкого матеріалу із бункера. Як приклад на рис. 1.10 представлено схему визначення оптимального кроку витків у зоні завантаження матеріалу із бункера.

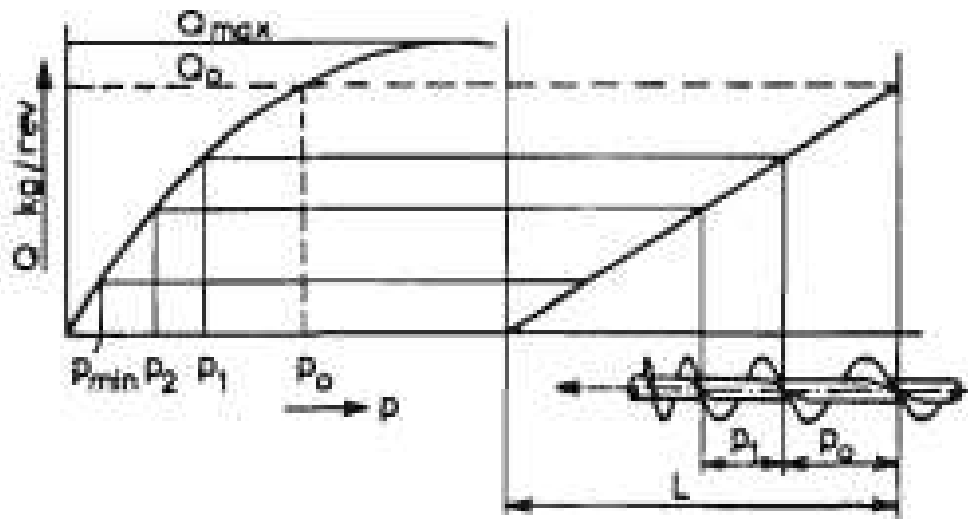


Рис. 1.10. Схема визначення оптимального кроку витків у зоні завантаження матеріалу із бункера [164-165]

У роботах Heaker встановлено, що оптимальною величиною подачі матеріалу  $Q_0$  на один оберт гвинтового робочого органу є величина, що дорівнює або менша за  $0,75 Q_{\max}$ , де  $Q_{\max}$  - подача матеріалу, що відповідає максимальній величині співвідношення кроку витків до діаметра витків. За межами цієї величини збільшення кроку витків не забезпечує підвищення продуктивності переміщення матеріалу. Також на основі теоретичного аналізу встановлено, що мінімальне співвідношення кроку витків до діаметра витків повинно бути не менше 0,25.

Проектування гвинтових робочих органів із змінною геометрією має взаємозв'язок із конструкцією вивантажувального отвору бункера. Після встановлення довжини та ширини вивантажувального отвору бункера, що базується на властивостях сипкого матеріалу та теорії переміщення матеріалу у бункері, підбирається діаметр гвинтового робочого органу. Наступними етапами проектування гвинтових робочих органів із змінною геометрією є: визначення продуктивності транспортування, що пов'язана із геометрією гвинтового робочого органу, швидкістю його обертання та об'ємною ефективністю; визначення необхідної потужності транспортування, що пов'язана із швидкістю обертання гвинтового робочого органу, та крутним моментом на валі; забезпечення однорідної подачі матеріалу із бункера, що пов'язане із довжиною вивантажувального отвору та геометрією гвинтового робочого органу у зоні захоплення матеріалу.

У роботі Yongqin Yu [205] на основі розрахункової схеми рис. 1.10 об'єм матеріалу, що захоплюється із бункера гвинтовим робочим органом у перерізі  $x$  визначається за формулою:

$$V(x) = A(x)\eta_v(x)P(x), \quad (1.8)$$

де  $P(x)$  - крок витків у перерізі  $x$ .

Площа поперечного січення гвинтового робочого органу у перерізі  $x$ :

$$A(x) = \frac{\pi}{4} (D(x)^2 - d(x)^2), \quad (1.9)$$

де  $D(x)$  - зовнішній діаметр гвинтового робочого органу у перерізі  $x$ ;

$d(x)$  - діаметр вала гвинтового робочого органу у перерізі  $x$ .

Для спрощення розрахунків зростання кроку витків прийнято дискретним, тому:

$$P_1 = x_1, P_2 = x_2 - x_1; \dots P_L - \text{крок останнього витка.}$$

В межах окремого витка об'єм захопленого матеріалу:

$$V_i(x) = P_i A(x) \eta_v(x). \quad (1.10)$$

Встановлена в межах окремого витка середня ефективна площа:

$$A_{ai} = \frac{\int_{x_{i-1}}^{x_i} A_i(x) \eta_v(x) dx}{x_i - x_{i-1}}. \quad (1.11)$$

Для забезпечення однорідного об'ємного захоплення сипкого матеріалу із бункера параметри гвинтового робочого органу повинні відповідати рівнянням запропонованим Yu та Arnold [206]:

$$A_{ai} = A_{a1} \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_i}{P_i}; \quad (1.12)$$

$$A_{aL} = A_{a1} \frac{L}{P_L}. \quad (1.13)$$

Рівняння (1.12) є критерієм забезпечення однорідного захоплення сипкого матеріалу із бункера, а рівняння (1.13) – граничною умовою. На основі рівнянь (1.12) та (1.13) встановлено, що середня ефективна площа першого витка має важливий вплив на характеристики усього гвинтового конвеєра.

Для порівняння окремого гвинтового робочого органу із ідеальним у роботі [205] запропоновано використовувати профільний коефіцієнт  $f_{pi}$ :

$$f_{pi} = \frac{A_{ai} - A_{ai-1} \frac{P_{i-1}}{P_i}}{A_{a1}}. \quad (1.14)$$

Для ідеального однорідного захоплення сипкого матеріалу із бункера гвинтовим робочим органом  $f_p = 1$ . При відсутності об'ємного зростання на кожному витку  $f_p = 0$ .

У більшості випадків конструкція гвинтового робочого органу включає витки із постійним кроком, що дорівнює діаметру гвинтового робочого органу.

Такий гвинтовий робочий орган не забезпечує однорідне захоплення сипкого матеріалу із бункера. Захоплення матеріалу відбувається на відстані приблизно одного витка зі сторони задньої стінки бункера. У роботі Yongqin Yu [205] запропоновано три основні методи підвищення захоплення матеріалу в напрямку подачі (рис. 1.11): використання гвинтового робочого органу із змінним кроком витків (рис. 1.11а), із конічним валом гвинтового робочого органу (рис. 1.11б) та конічним гвинтовим робочим органом (рис. 1.11в).

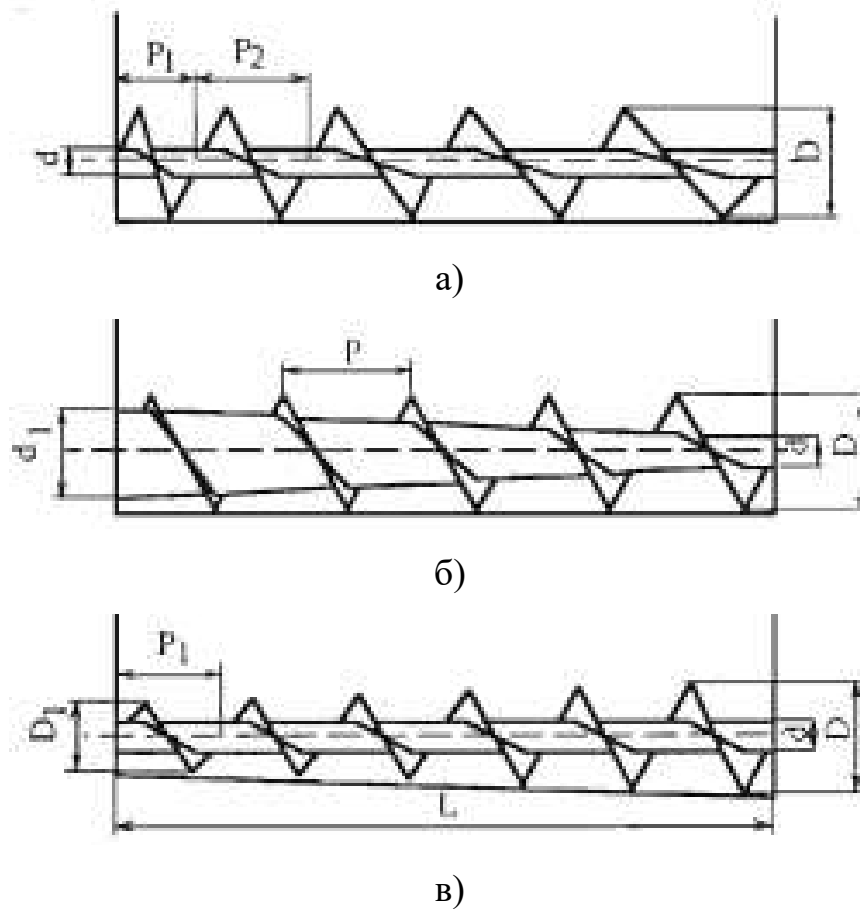


Рис. 1.11. Методи підвищення захоплення матеріалу гвинтовими робочими органами в напрямку подачі [205]

При використанні гвинтового робочого органу із змінним кроком витків та постійним діаметром (рис. 1.11 а) не забезпечується повністю однорідне захоплення матеріалу відповідно до критерію (1.12), тому що відсутнє зростання середньої ефективної площі (1.11) на кожному витку. Також існують обмеження щодо області кроків витків. Мінімальний крок витків повинен бути не меншим  $1/3$  від діаметра гвинтового робочого органу, максимальний крок

витків повинен дорівнювати приблизно діаметру витків для більшості сипких матеріалів. При малому кроці витків існує ймовірність забивання матеріалу між витками без його подачі на наступні витки. При великому кроці витків сипкий матеріал здійснює обертовий рух із витками із зменшеним осьовим рухом, що призводить до зниження об'ємної ефективності гвинтового конвеєра. Профільний коефіцієнт на одному витку визначається за формулою:

$$f_{pi} = 1 - \frac{P_{i-1}}{P_i}. \quad (1.15)$$

Зміна такого профільного коефіцієнта показана на графіку рис. 1.12.

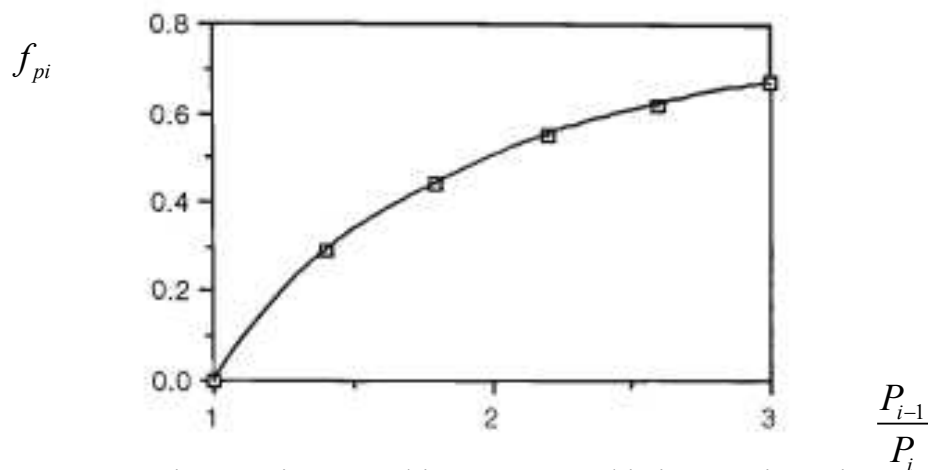


Рис. 1.12. Залежність зміни профільного коефіцієнта від співвідношення кроків сусідніх витків [205]

При застосуванні гвинтового робочого органу із конічним валом (рис. 1.11б) значний вплив на профільний коефіцієнт має довжина  $L$  захоплення сипкого матеріалу, діаметр  $d_1$  вала на початку. Їхнє співвідношення представлено на графіках рис. 1.13, із яких можна встановити, що співвідношення  $d_1/D$ , що визначає об'ємне захоплення матеріалу першим витком має значний вплив на профільний коефіцієнт. При  $d_1/D < 0,8$  профільний коефіцієнт менший за 0,5.

Співвідношення геометричних параметрів і профільного коефіцієнта при застосуванні конічного гвинтового робочого органу (рис. 1.11в) представлено на графіках рисунка 1.14.



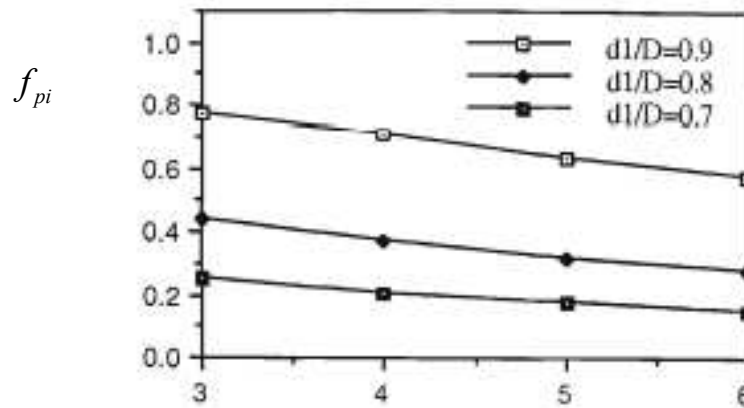


Рис. 1.13. Залежність зміни профільного коефіцієнта від співвідношення  $L/D$  і  $d_1/D$  для гвинтового робочого органу із конічним валом ( $P/D=1$ ) [205]

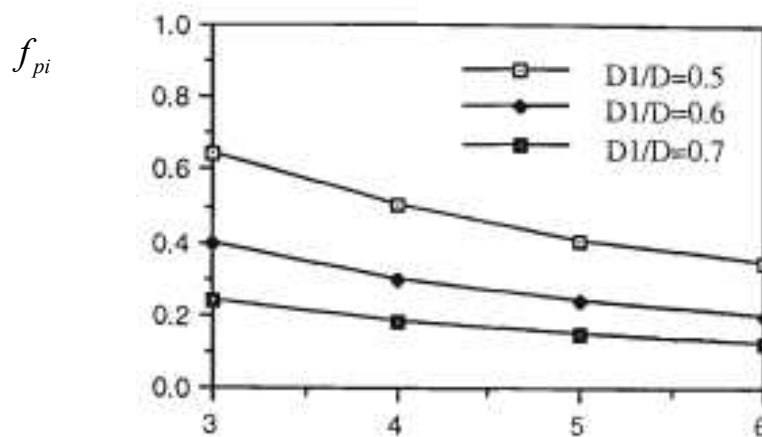
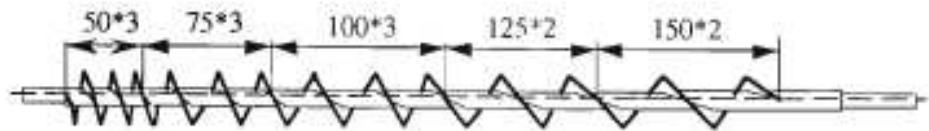


Рис. 1.14. Залежність зміни профільного коефіцієнта від співвідношення  $L/D$  і  $D_1/D$  для конічного гвинтового робочого органу ( $P/D=0,7$ ) [205]

У роботі Yongqin Yu [205] проведено експериментальні дослідження чотирьох конструкцій гвинтових робочих органів, представлених на рис. 1.15. Зовнішній діаметр усіх гвинтових робочих органів дорівнював 150 мм, при цьому кожен із них характеризувався збільшенням об'єму віжвиткового простору в напрямку подачі сипкого матеріалу. Гвинтовий робочий орган рис. 1.15а мав п'ять різних кроків витків (50, 75, 100, 125 і 150 мм). Змінюючи позицію завантажувального бункера, одержано п'ять різних співвідношень кроку витків до зовнішнього діаметра витків для визначення об'ємної

ефективності та продуктивності таких гвинтових робочих органів. Зазор між гвинтовим робочим органом та кожухом становив 5 мм.

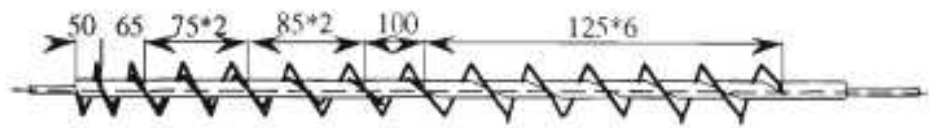
Результати експериментальних досліджень однорідності захоплення сипкого матеріалу із бункера гвинтовими робочими органами, представленими на рис. 1.15а та 1.15б представлено на рис. 1.16.



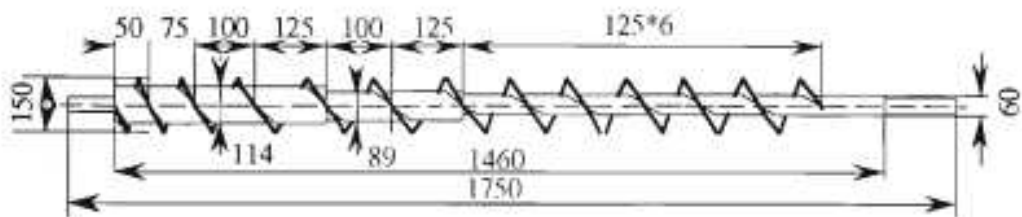
а) гвинтовий робочий орган із ступінчастим кроком витків та постійним діаметром



б) гвинтовий робочий орган із конічним валом та ступінчастим кроком витків



в) стрічковий гвинтовий робочий орган із ступінчастим кроком витків



г) гвинтовий робочий орган із ступінчастим валом та ступінчастим кроком витків

Рис. 1.15. Чотири конструкції гвинтових робочих органів для експериментальних досліджень [205]

Найкращі показники однорідності захоплення сипкого матеріалу із бункера одержано при застосуванні гвинтового робочого органу із конічним валом та ступінчастим кроком витків (рис. 1.15а), а найгірші - при застосуванні гвинтового робочого органу із ступінчастим кроком витків та постійним діаметром (рис. 1.15б)

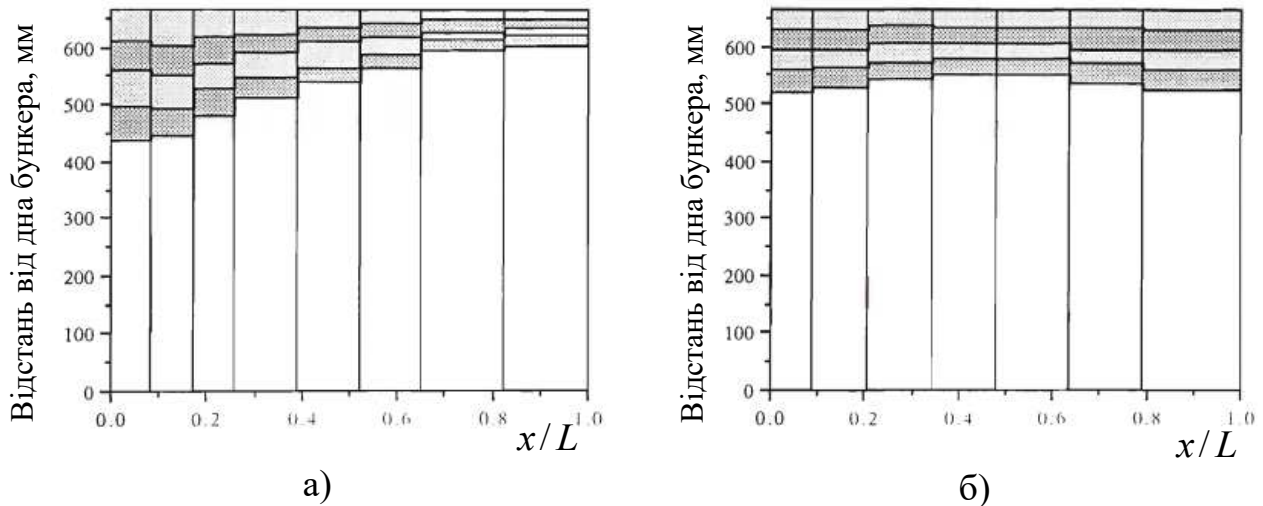


Рис. 1.16. Результати експериментальних досліджень однорідності захоплення сипкого матеріалу із бункера: а) гвинтовим робочим орган із ступінчастим кроком витків та постійним діаметром; б) гвинтовим робочим орган із конічним валом та ступінчастим кроком витків [205]

У статті Justin W Fernandez, Paul W. Cleary, William McBride [179] проведено дослідження шести різних конструкцій гвинтових робочих органів із встановленням їх впливу на продуктивність транспортування сипкого матеріалу, однорідності захоплення матеріалу із бункера та потужність, що витрачається при транспортуванні. Шість різних конструкцій гвинтових робочих органів, що найчастіше використовуються у промисловості представлено на рис. 1.17. Для моделювання процесу транспортування використано метод дискретних елементів (DEM), що симулює потік сипкого матеріалу, відслідковуючи переміщення окремих частинок з прогнозуванням їх взаємодії одна з одною та зовнішніми об'єктами, такими як гвинтовий робочий орган та бункер. Для визначення в певний момент часу сил взаємодії між частинками, їх розміщення, швидкості та обертання використано закони контактної взаємодії між твердими тілами.

На рис. 1.18 представлено результати моделювання неоднорідності захоплення сипкого матеріалу в центральному перерізі бункера гвинтовими робочими органами із рис. 1.17 протягом 30 секунд транспортування матеріалу.

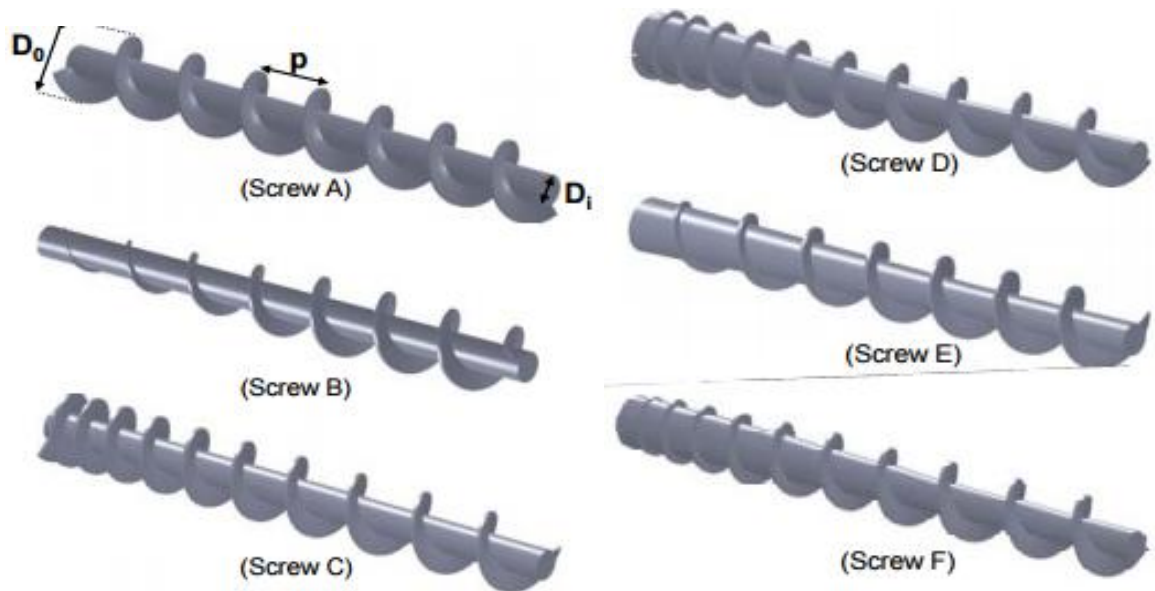


Рис. 1.17. Конструкції шести різних гвинтових робочих органів: Screw A – стандартний гвинтовий робочий орган із зовнішнім діаметром витків  $D_0$ , внутрішнім діаметром витків  $D_1$  та кроком витків  $p$ ; Screw B – гвинтовий робочий орган із конічними витками; Screw C – гвинтовий робочий орган із змінним кроком витків; Screw D – гвинтовий робочий орган із конічним валом та змінним кроком витків; Screw E – гвинтовий робочий орган із конічними витками та валом; Screw F – гвинтовий робочий орган із зростаючим діаметром витків по параболі, конусним валом та змінним кроком витків [179]

Найкращим варіантом конструкції з точки зору забезпечення однорідності захоплення сипкого матеріалу із бункера та потужності транспортування (рис. 1.19) є гвинтовий робочий орган варіанту F. Такий варіант забезпечив найкращу однорідність захоплення матеріалу із бункера при середній потужності транспортування. Другим за однорідністю захоплення матеріалу йде гвинтовий робочий орган варіанту B, проте при такому варіанті зростає час переміщення матеріалу від задньої стінки бункера через малий діаметр витків у цій частині. Також такий варіант гвинтового робочого органу забезпечує найменше споживання потужності для транспортування сипкого матеріалу та зношування робочих елементів.

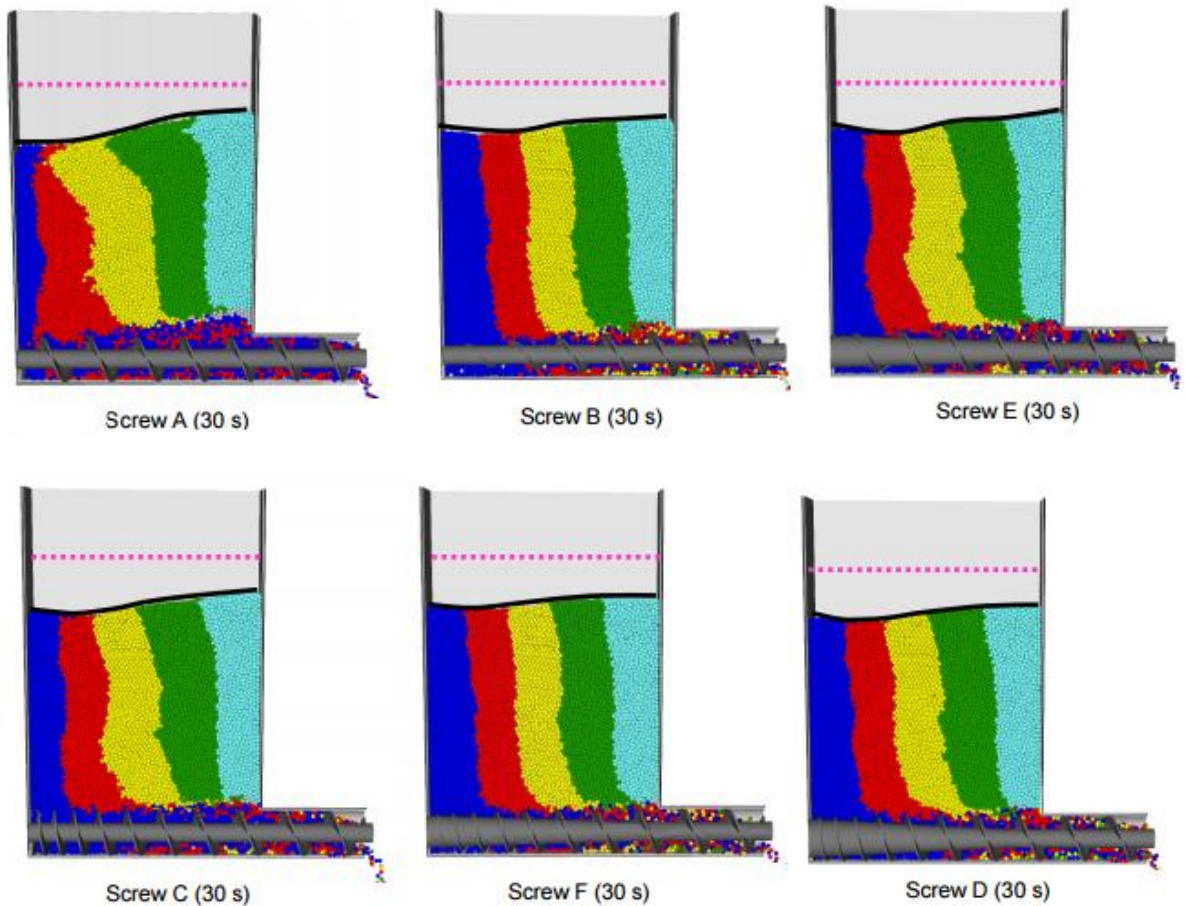


Рис. 1.18. Результати моделювання неоднорідності захоплення сипкого матеріалу в центральному перерізі бункера гвинтовими робочими органами із рис. 1.17 протягом 30 секунд транспортування матеріалу [179]

Третім йде варіант гвинтового робочого органу D, що має подібну до варіанту F однорідність захоплення матеріалу, проте потужність транспортування є у 2 рази вищою.

П'ятим і четвертим йдуть гвинтові робочі органи C і E відповідно. Вони мають подібну неоднорідність захоплення матеріалу, але варіант C споживає на 20% більше енергії. Найгірші характеристики має звичайний гвинтовий робочий орган A, при застосуванні якого 60% матеріалу із передньої стінки бункера не попадає у кожух, при цьому спожита потужність є другою серед розглянутих варіантів.

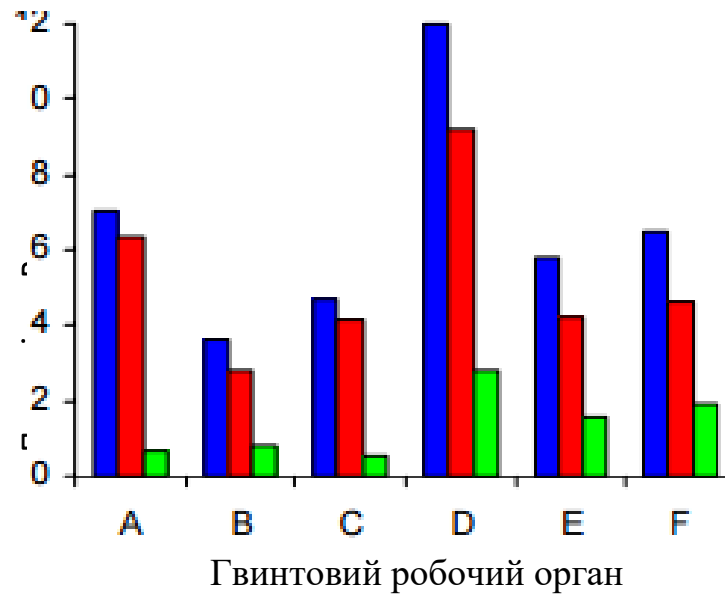


Рис. 1.19. Потужність транспортування сипкого матеріалу різними конструкціями гвинтових робочих органів [179]

Теоретичний аналіз переміщення гранульованого сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі здійснено у багатьох дослідженнях [157, 164-165, 193, 194, 201, 204 ], серед них можна виділити щонайменше чотири способи опису руху сипкого матеріалу з метою прогнозування продуктивності та необхідної потужності гвинтового конвеєра. При цьому встановлено, що крок витків, діаметр вала, діаметр витків та зазор між витками та кожухом мають найбільший вплив на продуктивність та потужність транспортування.

В одному із способів здійснюється аналіз руху окремої частинки матеріалу, що перебуває у контакті з гвинтовим робочим органом та кожухом. Guutyar, Vaks [157], Vierling [204], вивели схожі рівняння для визначення критичної швидкості гвинтового конвеєра. В загальному ці рівняння не враховують умови захоплення матеріалу гвинтовим робочим органом із бункера, тільки розглянуто коефіцієнт заповнення матеріалом міжвиткового простору. Також аналіз руху матеріалу на основі рівнянь рівноваги та руху окремих частинок у гвинтовому конвеєрі не враховує взаємодію з іншими частинками та умови при завантажуванні та вивантажуванні матеріалу, що значно впливають на властивості таких конвеєрів.

Roberts [194] та Ross [201] розглядали взаємодію частинок сипкого матеріалу між собою за двома різними напрямками. Roberts [194] вивчав вихровий рух зерен у гвинтовому конвеєрі теоретично та експериментально. Вимірний вільний вихровий рух досить точно корелював із одержаним вихровим рухом зерен на основі теоретичних рівнянь. Однак при силовому вихровому русі маса зерна проявляла поведінку схожу на рух твердого тіла, при цьому одержано значний гістерезисний ефект в одержаному профілі вихору матеріалу. На сонові аналізу одержаних даних встановлено, що реальний вихровий рух матеріалу у гвинтовому конвеєрі не є таким значним як вільний вихровий рух, при цьому цей рух обмежений у зоні завантаження гвинтового робочого органу.

Ross [201] ідеалізував масу зерен у гвинтовому конвеєрі і розглядав сукупність ідеальних нееластичних сферичних частинок та сили взаємодії частинок в межах кожуха та поверхні гвинтового робочого органу. Він розраховував теоретичну траєкторію руху окремої частинки, а потім приймав припущення, що всі частинки у межах конвеєра переміщуються за тією ж траєкторією. Його аналіз не включав впливу умов захоплення матеріалу із бункера на коефіцієнт завантаження конвеєра на траєкторію руху частинок. Тому експериментальна частина аналізу використовувалась для визначення впливу інших параметрів на характеристики гвинтового конвеєра, включаючи вплив профілю гвинтового робочого органу та вивантажувального отвору бункера.

У роботі Nilsson [193] теоретичний аналіз ґрунтувався на тисках, що утворюються навколо гвинтового робочого органу в осьовій площині. Для гвинтових конвеєрів при значних частотах обертання гвинтових робочих органів важко підтримувати високу продуктивність, оскільки відцентрові сили затримують попадання сипкого матеріалу на гвинтовий робочий орган. Найкраще наближення теоретичних та експериментальних даних одержано при врахуванні розподілу гідростатичного тиску.

### **1.3. Аналіз конструкцій механізмів з гвинтовими пристроями із розширеними технологічними можливостями**

Для дальшого розвитку народного господарства країни і переходу економіки на ринкові відносини, необхідне значне розширення номенклатури машин та підвищення їх продуктивності. Це можна досягти завдяки використанню досягнень науково-технічного прогресу, засобів механізації та автоматизації. Одним із ключових напрямків є глибоке вивчення процесів обробки та транспортування різних матеріалів, зокрема машинами неперервного транспорту.

Особливо важливе дослідження машин, що використовуються для обробки продуктів і матеріалів за допомогою шнекових пристроїв. Шнекові пристрої дозволяють повністю механізувати та автоматизувати виробництво. Їх висока продуктивність праці та відносна простота конструкції забезпечують можливість отримання багатоскладникових продуктів або напівфабрикатів як у дискретних технологічних схемах, так і в складі високопродуктивних автоматичних ліній. Такий підхід допомагає ефективно використовувати ресурси та забезпечити високу якість продукції, сприяючи подальшому розвитку національної економіки.

Шнекові механізми застосовуються у багатьох галузях сільськогосподарського, дорожнього, харчового виробництва, а також у будівельних, транспортних, тваринницьких фермерських машинах, металорізальних верстатах, механізмах малої механізації та шнекових пресах для переробки пластичних мас та інших машин різних призначень.

Шляхом створення нових конструкцій шнеків і застосування нових технологій їх виготовлення розширюються технологічні можливості гвинтових транспортних машин (ГТМ). Це призводить до все більш широкого використання їх у різних галузях народного господарства. Оновлені шнекові механізми забезпечують ефективність та автоматизацію процесів, сприяючи покращенню продуктивності та якості виробництва в різних виробничих



секторах. Номенклатура та конструктивні особливості гвинтових транспортних машин (ГТМ) визначаються специфікою їх роботи, яка залежить від виконання різноманітних операцій технологічних процесів. Крім того, враховується також реологічні властивості транспортуючих матеріалів.

Оскільки різні галузі і завдання вимагають різних типів механізмів, номенклатура ГТМ може бути дуже різноманітною. Кожен тип ГТМ має свої особливості, які дозволяють оптимально виконувати конкретні завдання технологічних процесів. Конструктивні особливості ГТМ також залежать від властивостей матеріалів, які транспортуються, таких як їх консистенція, в'язкість, твердість та інші реологічні характеристики

Таким чином, розробка і вибір відповідних ГТМ залежить від потреб і вимог конкретного виробництва чи технологічного процесу, а також властивостей матеріалів, які підлягають транспортуванню. Знання реологічних властивостей матеріалів грає важливу роль у розробці ефективних і надійних ГТМ, спроможних оптимізувати процеси перевезення матеріалів і виробництва в цілому.

Гвинтові транспортні машини (ГТМ) знаходять широке застосування у машинобудівному комплексі та інших промислових галузях. Ось деякі з основних областей їх використання:

1. Автоматичні лінії: ГТМ використовуються для виконання різних операцій технологічних процесів, таких як механічні, термічні, очисні, фарбувальні, сушильні та інші. Вони також забезпечують транспортування стружки та інших заготовок, затискування і переміщення деталей в роботах-маніпуляторах та револьверних верстатах.

2. Інструментальне виробництво та металообробка: ГТМ використовуються в металообробному обладнанні та технологічному оснащенні для різних завдань .

3. Виготовлення витих труб: ГТМ застосовуються у процесах виготовлення витих труб.

4. Теплообмінники та радіатори опалення: ГТМ використовуються у теплообмінниках та радіаторах опалення виробничих приміщень підприємств.

5. Захист обладнання та барботація абразивів: ГТМ використовуються для захисту обладнання від перевантаження та барботації вільних абразивів при механічній обробці.

6. Сільське господарство: ГТМ використовуються для транспортування, очистки, сортування коренеплодів, пресування сіна, соломи, дозування і змішування сільськогосподарських продуктів, сепарації і очищення зерна, перемішування і розкидування добрив та багато іншого.

7. Харчова промисловість: ГТМ використовуються для транспортування, подрібнення, пресування і видавлювання соків, у пресах для виготовлення харчових продуктів, приготування і розфасовування харчових мас, фасованого подрібнення картоплі, овочів, фруктів та іншого.

Ці шнекові механізми забезпечують ефективність та автоматизацію процесів у різних галузях промисловості, сприяючи покращенню продуктивності та якості виробництва.

Гвинтові транспортні машини (ГТМ) мають широке застосування в області створення пластмасових конструкцій і деталей, а також у комунальному господарстві, фармацевтичній промисловості, будівельному комплексі, геологорозвідувальному і геологобудівному комплексі, а також у транспортних засобах.

В області створення пластмасових конструкцій і деталей, термопласти використовуються в автоматах для виготовлення різноманітних сортаментів профілів, деталей і плівок. Вони також можуть використовуватись як арматура для виготовлення обмоток кабелів, шлангів, трубопроводів, а також як захисні кожухи кабелів, гнучких валопроводів, приводів механізмів машин.

В комунальному господарстві, ГТМ використовуються для очищення доріг від снігу та сміття, очищення стічних труб, переміщення вантажів і натягування ліній електропередач за допомогою шнекових лебідок, догляду за газонами і декоративними насадженнями.

У фармацевтичній промисловості, ГТМ використовуються для подрібнення, транспортування, дозування і змішування компонентів, а також в автоматах для пресування таблеток і їх розфасовки.

В будівельному комплексі, ГТМ використовуються для виготовлення будівельних матеріалів (цегли, кераміки та ін.), приготування будівельних сумішей, транспортування сипучих, в'язких і штучних будівельних матеріалів, а також для подачі будівельних сумішей гвинтовими насосами.

В геологорозвідувальному і геологобудівному комплексі, ГТМ використовуються для виготовлення свердловин у різних породах, будівництва каналів та інших об'єктів, транспортування порід і взяття проб.

Додатково, ГТМ застосовуються як основні органи водяних і повітряних транспортних засобів. Їх універсальність і ефективність дозволяють використовувати їх в різних галузях та сферах промисловості для різноманітних завдань технологічних процесів.

Описана робота авторів має на меті розширення технологічних можливостей використання гвинтових транспортних машин (ГТМ) у різних технологічних процесах шляхом розробки прогресивних конструкцій робочих органів ГТМ і технологій їх виготовлення. Зокрема, робота спрямована на розвиток нових технологій навивання і прокатування широкосмугових гвинтових стрічок і механізмів їх приводів, що дозволяють збільшити технологічні можливості та ефективність ГТМ.

Основна увага приділяється розробці нових конструкцій робочих органів ГТМ з додатковими технологічними можливостями, такими як профільні, конусні, профільно-конусні, гнучкі гвинтові робочі органи, а також їх комбінації. Це дозволяє використовувати ГТМ для різноманітних операцій технологічних процесів і забезпечує їх багатофункціональне призначення.

Робота також включає методики проектування нових конструкцій ГТМ і оптимізацію гвинтових конвеєрів, враховуючи різні фактори, такі як конструкційні, технологічні, експлуатаційні, економічні і фізичні обмеження. Оптимізація проводиться з метою досягнення мінімальної собівартості одиниці

погонного метра гвинтових конвеєрів з урахуванням усіх зазначених факторів. Це дозволяє забезпечити ефективне використання ГТМ з точки зору економічності та виробничої продуктивності.

В цілому, робота спрямована на покращення і розвиток гвинтових транспортних машин, дозволяючи їм більш ефективно використовуватись в різних галузях промисловості і технологічних процесах. Впровадження запропонованих розробок може сприяти підвищенню якості та продуктивності виробництва, а також зниженню витрат на технологічні процеси.

Сучасний розвиток усіх галузей народного господарства вимагає значного підвищення техніко-економічних параметрів засобів механізації і автоматизації. Це призводить до зазначених нижче основних напрямків розвитку гвинтових транспортних машин (ГТМ) та їх приводів:

1. Створення ГТМ багатофункціонального призначення та модульних гнучких гвинтових конвеєрів, що дозволяє забезпечити їх універсальне застосування в різних технологічних процесах.
2. Підвищення продуктивності праці, надійності і довговічності механізмів, що дозволяє досягнути більш ефективного використання ГТМ та зниження витрат на їх експлуатацію.
3. Створення нових механізмів і приводів, базованих на перспективних методах роботи, що дозволяють застосовувати ГТМ в нових технологічних виробництвах.
4. Поліпшення умов праці обслуговуючого персоналу, захист навколишнього середовища та зниження шуму, що забезпечує безпеку праці та довкілля.
5. Оптимізація конструкцій ГТМ з використанням системного аналізу, що враховує всі конструктивні, технологічні, економічні, експлуатаційні та інші обмеження.
6. Розробка прогресивних технологічних процесів виготовлення гвинтових стрічок ГТМ з відповідним проектуванням технологічних пристроїв, інструментів і обладнання, що сприяє збільшенню ефективності виробництва.

7. Техніко-економічне обґрунтування вибору раціонального варіанта ГТМ, що дозволяє здійснювати вибір оптимальних рішень при проектуванні і впровадженні механізмів.

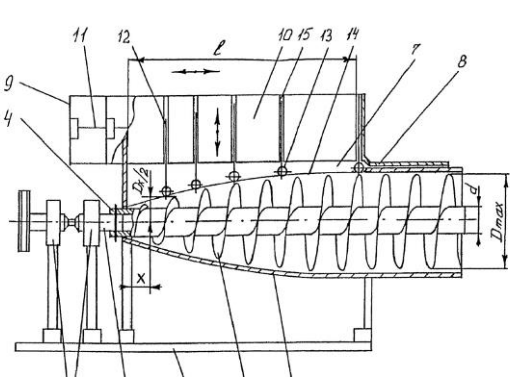
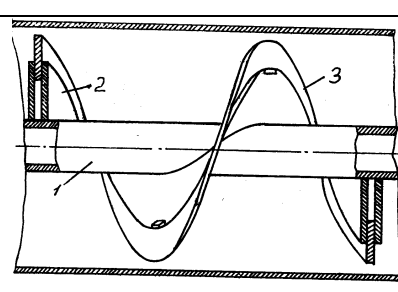
8. Розробка інженерної методики проектування ГТМ і приводів з використанням автоматизованого проектування, що дозволяє знизити трудомісткість.

Загальною метою цих напрямків є підвищення ефективності, надійності, економічності та зручності використання ГТМ у різних галузях промисловості і технологічних процесах і підвищити точність проектних розрахунків.

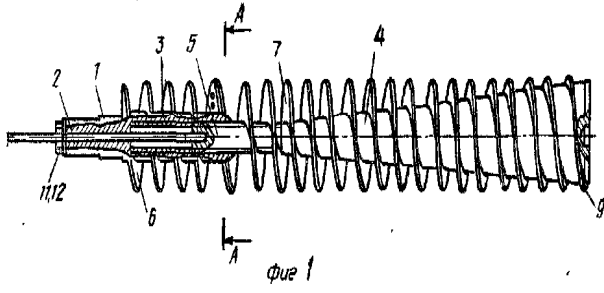
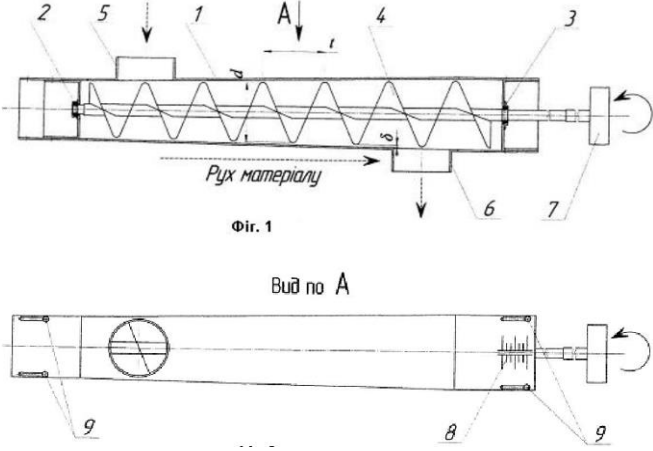
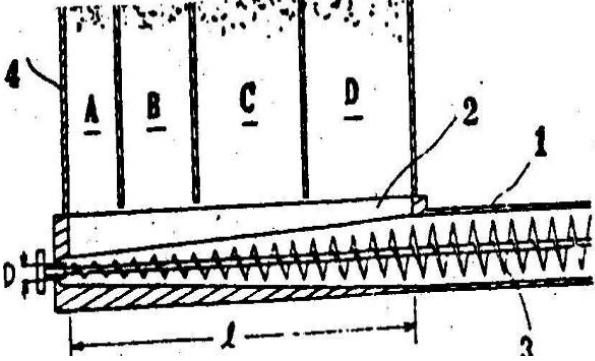
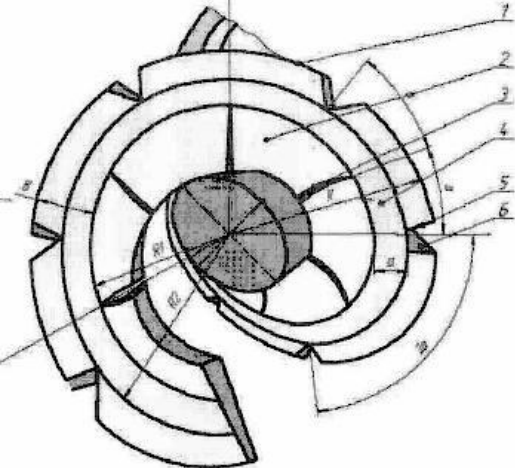
Розробка та створення конкурентоздатних конструкцій гвинтових транспортних машин (ГТМ) багатоцільового призначення на основі системного аналізу свідчить про важливий науково-технічний внесок у розвиток цієї галузі (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1.

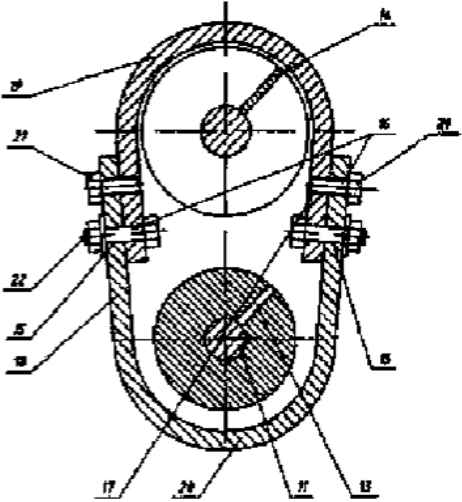
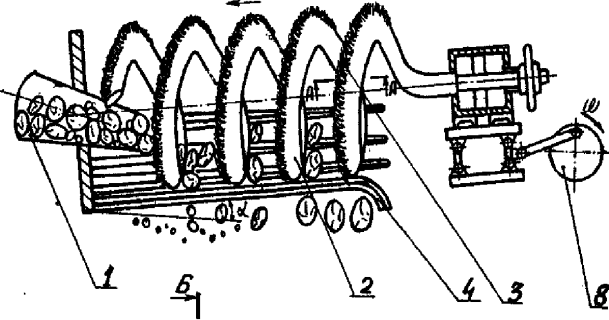
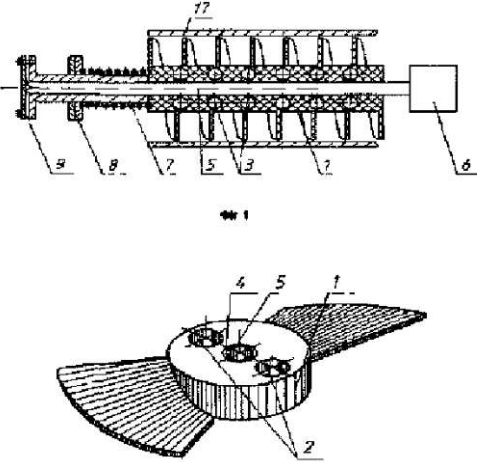
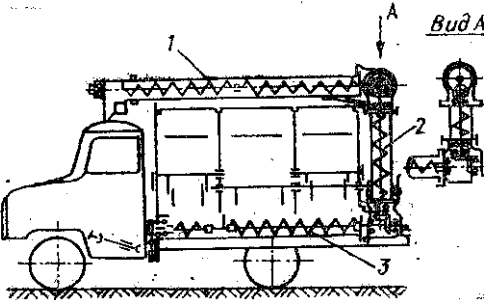
## Конструкції ГТМ

№	Назва	Схема конструкції	Характеристика
1	2	3	4
1	ГК із змінними діаметрами витків в зоні завантаження UA 31565		Рівномірність завантаження та дозована подача компонентів при змішуванні
2	Широко стрічковий гвинтовий конвеєр (А.с. 1645220)		Для забезпечення підвищеної продуктивності: 1 – вал; 2 – внутрішні опорні стрічки; 3 – транспорту-юча стрічка.

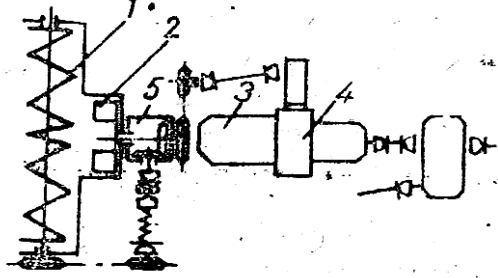
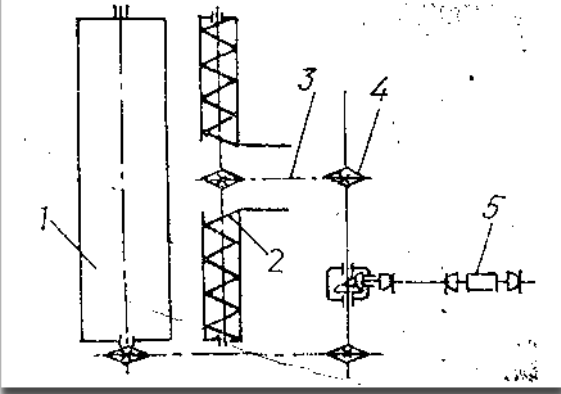
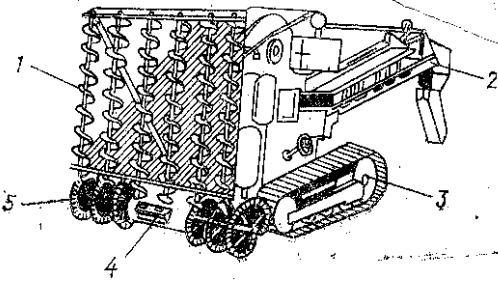
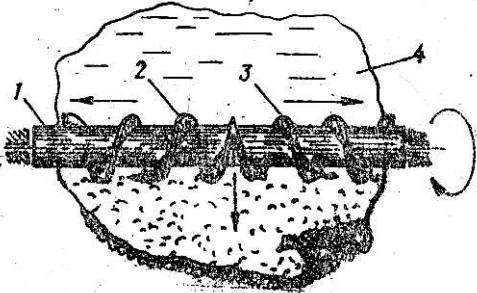
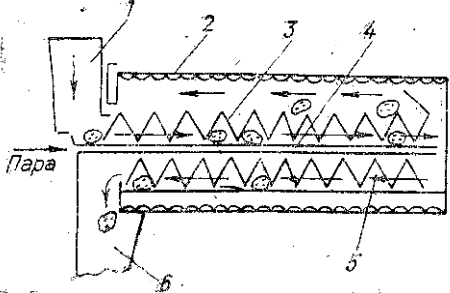
Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
3	ГК із можливістю зміни кроку гвинтового робочого органу SU 1323480		Забезпечення можливості регулювання продуктивності та навантаження гвинтового робочого органу
4	ГК із регульованим зазором між шнеком та кожухом UA 58312		Підвищення ресурсу роботи гвинтового транспортера, зменшення пошкодження транспортованого матеріалу
5	ГК із рівномірною подачею компонентів. Заявка Японії № 54-41795		Рівномірність завантаження та дозована подача компонентів при змішуванні: 1 – кожух; 2 – шнек; 3 – корпус 4 – бункер.
6	Широкостріч- ковий гвинтовий робочий орган		Забезпечує розширення технологічних можливостей і підвищення ефективності їх роботи.

## Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
7	Гвинтовий конвеєр з пересипанням		Універсальність роботи і підвищення продуктивності праці
8	Гвинтовий класифікатор		
9	Робочий орган гнучкого секційного гвинтового конвеєра		Велика навантажувальна здатність з розширеними технологічними можливостями
10	Розвантажувач силосних башт		Вивантаження сильно ущільненого трав'яного силосу

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
11	Шнековий снігоочисник		Прибирання снігу здійснюється шнеками правим і лівим витком
12	Підмітально притиральна машина		Підмітання вулиць здійснюється головною щіткою. Сміття подається у бункер шнеками
13	Пересувна вагонорозвантажувальна машина		Розвантаження залежаних вантажів
14	Робочий орган зендрувальної машини		Для зендрування шкіри
15	Термоагрегат для очищення картоплі		Для очищення картоплі від лущиння в паровому барабані



Особлива увага, як вказано, приділялась відпрацюванню технологічності конструкції гвинтових робочих органів ГТМ. Це важливий аспект у розробці транспортних механізмів, оскільки робочий орган, який транспортує матеріали, є ключовим елементом таких систем. Оптимізована конструкція робочих органів може забезпечити ефективніше транспортування та підвищити продуктивність машини.

Результати досліджень та розробок, здійснених науковцями, мають потенціал знайти широке застосування у різних галузях народного господарства, де ГТМ з багатоцільовим призначенням можуть забезпечити ефективне використання ресурсів, підвищити продуктивність та оптимізувати технологічні процеси. Такі дослідження та інновації допомагають покращувати промисловість та забезпечувати ефективне використання механізації та автоматизації, сприяючи розвитку економіки та підвищенню конкурентоспроможності регіону та країни.

#### **1.4. Висновки**

1. В результаті аналізу літературних джерел і патентного пошуку конструкцій гвинтових багатофункціональних транспортних машин (ГБТМ) можна констатувати, що вони піддаються конструктивному і технологічному удосконаленню з метою розширення їх технологічних можливостей. На основі структурного морфологічного синтезу і механіко-математичних методів моделювання необхідно розробити багатоваріантні структури конструктивних та функціональних можливостей реалізації процесів розширення їх технологічних можливих альтернатив в процесі синтезу із генеруванням множин для кожного із трьох ієрархічних рівнів.

2. Загальний аналіз наукової проблеми показує, що ряд питань, які забезпечують багатофункціональність, продуктивність, технологічність, міцність, жорсткість конструкції та собівартість їх виготовлення й експлуатації потребують подальших удосконалень.

3. Необхідно дослідити технологічний процес роботи ГБТМ з конусоподібним механізмом і вивести аналітичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу транспортування-змішування сипких матеріалів в залежності від різних факторів.

4. Також потрібно розробити динамічну модель шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера та встановити залежності кутової швидкості обертання робочого органу від його довжини та зміни в часі амплітуди поперечних коливань за різних параметрів системи з врахуванням особливості його конструкції та процесу транспортування.

5. Необхідно дослідити крутильні коливання гвинтового робочого органу шнекового багатофункціонального конвеєра із врахуванням динаміки суцільного потоку оброблювального середовища.

6. Потрібно спроектувати і виготовити стендове оснащення для проведення експериментальних досліджень ГБТМ з використанням автоматизованого приводу, що керується в широких межах частоти обертання перетворювачем частоти з персональним комп'ютером, та отримати необхідні дані про витрати потужності на валу електроприводу залежно від навантаження у встановлений термін часу.

7. На основі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень ГБТМ слід виробити практичні рекомендації для виробництва щодо уточнення аналітичних залежностей та оцінки якості виконання технологічних процесів, а також залежності продуктивності від частоти обертання робочих органів та конструктивних параметрів гвинтових робочих органів.

## Розділ II

# ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

### 2.1. Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів

Важливим питанням проектування гвинтових змішувачів (ГЗ) є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості змішувальних операцій.

Змішування є технологічною операцією, що найбільш часто здійснюється разом із транспортуванням сировини за допомогою гвинтових транспортерів. Процес змішування різних типів вантажів є досить поширеним у сільськогосподарському виробництві, будівельній, автодорожній та інших галузях, і досить ефективно забезпечується гвинтовими елементами. Також процес змішування часто відбувається у поєднанні із транспортуванням, яке здійснюється гвинтовими конвеєрами із розширеними технологічними можливостями [57, 81].

Механізми з гвинтовими робочими органами отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства завдяки концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням. Специфіка їх роботи зумовлена різноманітністю операцій технологічних процесів, а також реологічними можливостями транспортуючих матеріалів, номенклатурою і конструктивними параметрами.

На рис. 2.1. представлена структурна схема ГК з жорстким валом з розширеними технологічними можливостями змішування, а на рис 2.2. гвинтові робочі органи для виконання різних технологічних операцій, з різними конструктивними елементами.

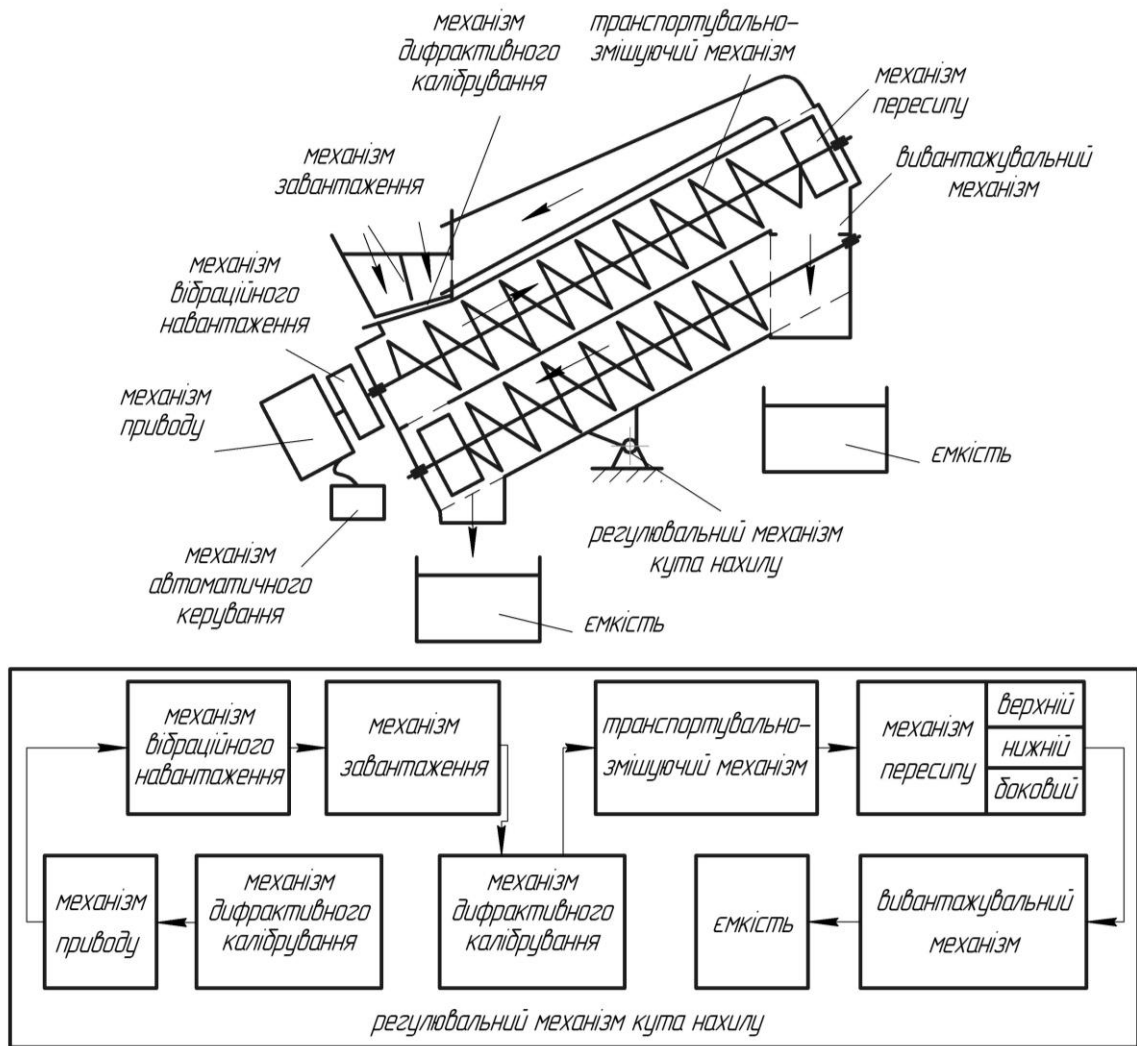


Рис. 2.1. Структурна схема гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними  
МОЖЛИВОСТЯМИ

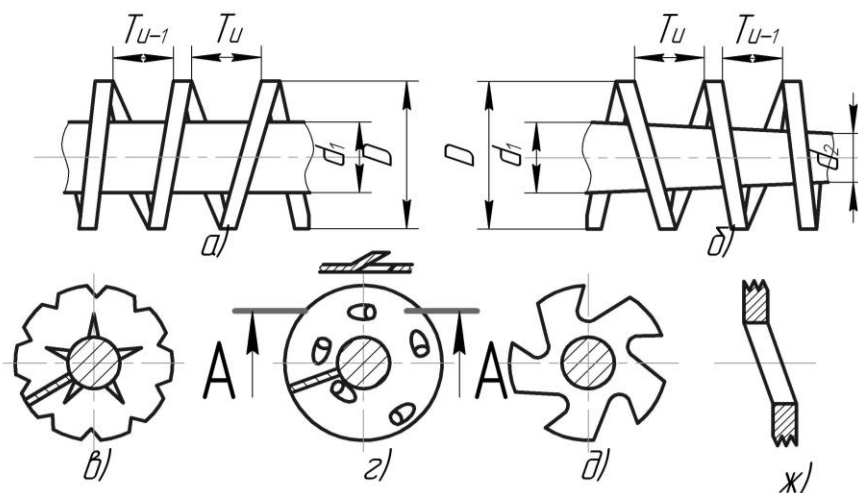


Рис. 2.2. Гвинтові робочі органи а) циліндричні б) циліндричні з конічними  
валами; в) профільні; г) подрібнюючі з внутрішніми отворами; д)  
подрібнюючі; ж) подрібнювач із зовнішніми зубами.

З метою створення прогресивних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів проведено генерування їх альтернативних конструкцій при реалізації структурно-схемного синтезу методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [119].

У результаті виконаного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування та змішування вантажів гвинтовими конвеєрами було визначено складові елементи конструкцій цих транспортерів та їх взаємозв'язків, які визначають їх окремі конструктивні ознаки.

На основі цього аналізу складено морфологічну таблицю конструктивних ознак та елементів гвинтових транспортерів-змішувачів (таблиця), із якої виокремлено модель механічної системи “гвинтовий транспортер-змішувач” (рис. 2.1), в якій технологічна операція змішування виконується під час транспортування вантажів. За результатами проведення структурно-схемного синтезу гвинтових транспортерів-змішувачів обрано базові морфологічні ознаки: привод транспортера, шнек, що містить жолоб і гвинт, а також бункер, механізми розвантаження та опорно-руховий.

При проведенні структурно-схемного синтезу гвинтових транспортерів-змішувачів використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, який передбачає розбивку окремих груп на підгрупи, де кількість варіантів визначається за формулою [119]:

$$N = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \sum_{i=1}^m K_i, \quad (2.1)$$

де  $z$  – ієрархічний рівень;  $l$  – кількість ієрархічних рівнів;  $x$  – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня;  $q$  – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня;  $K_i$  – альтернатива конструктивної ознаки елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня;  $m$  – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

Модель механічної системи “гвинтовий транспортер-змішувач” (ГТЗ) представлено на рис. 2.3. До першого ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивні ознаки шнека 3 – 6 (таблиця), зокрема жолоба та гвинтового робочого органа.

Таблиця 2.1 – Загальна морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гвинтових транспортерів-змішувачів

Привод	1. Тип		1.1. Електропривод 1.2. Привод від ДВЗ
	2. Вид руху		2.1. Із постійною швидкістю 2.2. Зі змінною швидкістю 2.3. Пульсуючого типу
Шнек	Жолоб	3. Конструкція жолоба	3.1. Циліндричний 3.2. Конусний 3.3. Із циліндричною та конусною частинами
	Гвинтовий робочий орган	4. Профіль спіралі	4.1. Спіральна 4.2. Стрічкова з однаковим зазором між валом і шнеком 4.3. Стрічкова із різним зазором між валом і шнеком 4.4. Лопатева 4.5. Гофрована 4.6. Із розрізами, отворами чи вирізами 4.7. Із еластичною поверхнею 4.8. Конусна 4.9. Пружинна

		5. Конструкція гвинта	5.1. Суцільна 5.2. Секційна із різними профілями спіралі
		6. Крок гвинта	6.1. Незмінний 6.2. Змінний
		7. Можливість зміни довжини траси	7.1. Без зміни 7.2. Зі зміною
Бункер		8. Профіль	8.1. Суцільний 8.2. Секційний
		9. Кількість	9.1. Один 9.2. Декілька
		10. Розташування по відношенню до шнека	10.1. Над шнеком 10.2. Бічне
		11. Механізм просипання	11.1. Регульоване 11.2. Не регульоване
		12. Механізм розвантаження	12.1. Через отвір 12.2. Через патрубок
		13. Опорно-руховий механізм	13.1. Без можливості зміни кута нахилу шнека 13.2. Із можливістю зміни кута нахилу шнека

До першої підгрупи другого ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 2, до другої підгрупи другого ієрархічного рівня – конструктивну ознаку 7, до третьої підгрупи другого ієрархічного рівня – конструктивні ознаки 8 – 11. До першої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 1, до другої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 12 і до третьої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 13.

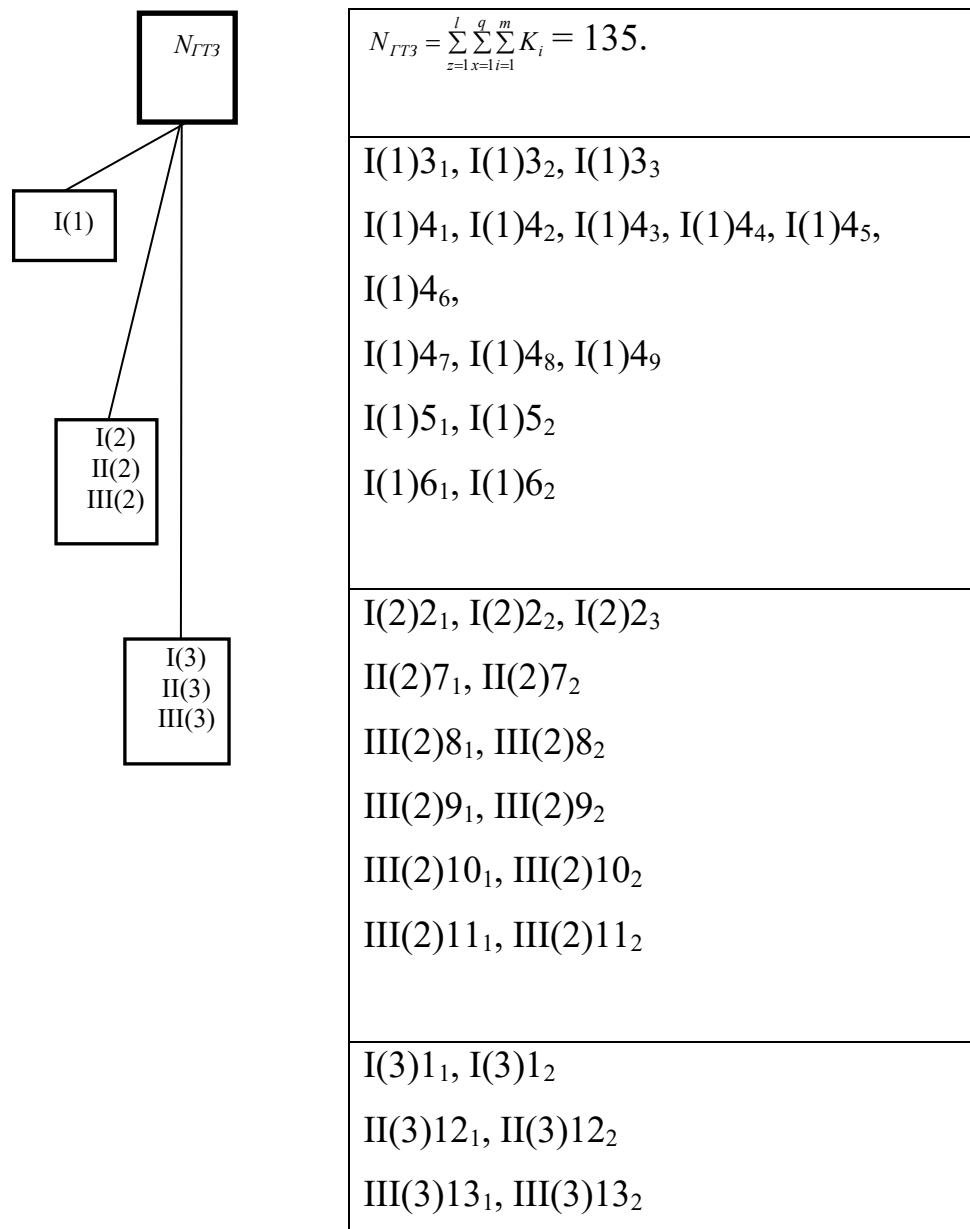


Рис. 2.3. Модель механічної системи “гвинтовий транспортер-змішувач” (ГТЗ):

I – III – підгрупи ієрархічного рівня; (1) – (3) – ієрархічні рівні

Загальна кількість генерованих варіантів гвинтових транспортерів-змішувачів при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

Найважливішим елементом конструкції гвинтових транспортерів-змішувачів є шнек, до складу якого входить жолоб і гвинтовий робочий орган (конструктивні ознаки 3 – 6 (таблиця)). Саме конструктивні ознаки шнека входять до першого ієрархічного рівня і від них значно залежить ефективність



генерованої конструкції. Якщо із вибором конструкції жолоба не виникає сумнівів (конструктивна ознака 3), то конструкція гвинтового робочого органа має вирішальний вплив на ефективність параметрів генерованих варіантів гвинтових транспортерів-змішувачів. Тому проведемо більш детальний аналіз конструкцій гвинтових робочих органів, загальні конструктивні схеми профілю спіралей яких (конструктивна ознака 4) відображені на рис. 2.2.

$$N_{ггз} = \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline 4.3 \\ \hline 4.4 \\ \hline 4.5 \\ \hline 4.6 \\ \hline 4.7 \\ \hline 4.8 \\ \hline 4.9 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 3.1 \\ \hline 3.2 \\ \hline 3.3 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 5.1 \\ \hline 5.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline 2.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 8.1 \\ \hline 8.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 10.1 \\ \hline 10.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 12.1 \\ \hline 12.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 13.1 \\ \hline 13.2 \\ \hline \end{array} = 135.$$

При конструюванні гвинтових транспортерів-змішувачів доцільно урахувати низку факторів, до яких необхідно віднести якість виконання процесу змішування вантажів, його продуктивність і вартість виготовлення та експлуатації конструкції. Відповідно, кінцевий вибір конструктивних рішень гвинтових транспортерів-змішувачів може проводитися шляхом пошуку конструкції із певної кількості альтернатив за рахунок максимізації очікуваних позитив за формулою [119]:

$$A_n = \frac{k_{соб} k_{ваг1} + k_{пр} k_{ваг2} + k_{як} k_{ваг3}}{k_{ваг1} + k_{ваг2} + k_{ваг3}}, \quad (2.2)$$

де  $k_{соб}$ ,  $k_{пр}$ ,  $k_{як}$  – відповідно, коефіцієнти сумарної собівартості (витрат на виготовлення та експлуатацію), продуктивності та якості виконання процесу змішування вантажів;  $k_{ваг1}$ ,  $k_{ваг2}$ ,  $k_{ваг3}$  – відповідно, вагові коефіцієнти показників сумарної собівартості, продуктивності та якості змішування,  $k_{ваг} = 1-10$ .

За результатами проведеного синтезу й аналізу із урахуванням комплексу потреб в якості, сумарної собівартості та продуктивності, загальна кількість генерованих альтернатив гвинтових транспортерів-змішувачів є незначною, що дозволило експертним методом віднайти найбільш ефективні нові їх конструктивні схеми, які представлені на рис. 2.4.

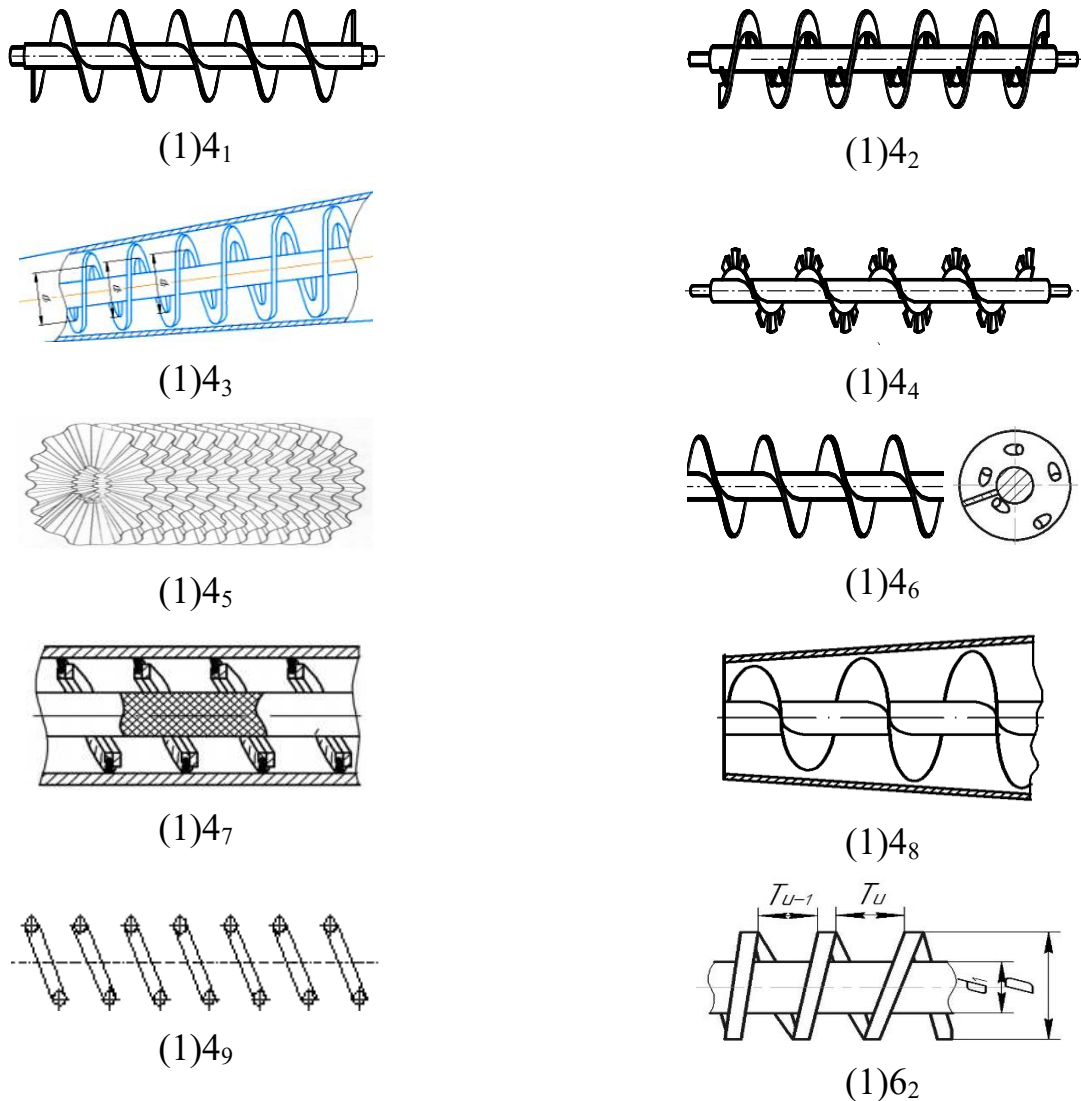


Рис. 2.3. Конструктивні схеми гвинтових робочих органів:  
 (1)4<sub>1</sub> – спіральний; (1)4<sub>2</sub> – стрічковий з однаковим зазором між валом і шнеком;  
 (1)4<sub>3</sub> – стрічковий із різним зазором між валом і шнеком;  
 (1)4<sub>4</sub> – лопатевий; (1)4<sub>5</sub> – гофрований; (1)4<sub>6</sub> – з розрізами, отворами чи вирізами;  
 (1)4<sub>7</sub> – еластичний; (1)4<sub>8</sub> – конічний; (1)4<sub>8</sub> – пружинний;  
 (1)6<sub>2</sub> – циліндричний зі змінним кроком

На відміну від існуючих конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів, представлені на рис. 2.4 конструктивні схеми в своїй основі використовують принцип конусності жолоба і гвинтових робочих органів, що

дозволяє значно підвищити якість процесу змішування при забезпеченні операції транспортування вантажів. У випадку використання представлених конструкцій неоднорідність змішування наблизатиметься до неоднорідності змішування у гвинтових змішувачах циклічної дії, в яких операція перевантаження вантажів відсутня [57, 86, 116], а відтак різко зростатиме ефективність комплексного процесу “транспортування-змішування” при використанні гвинтових транспортерів-змішувачів.

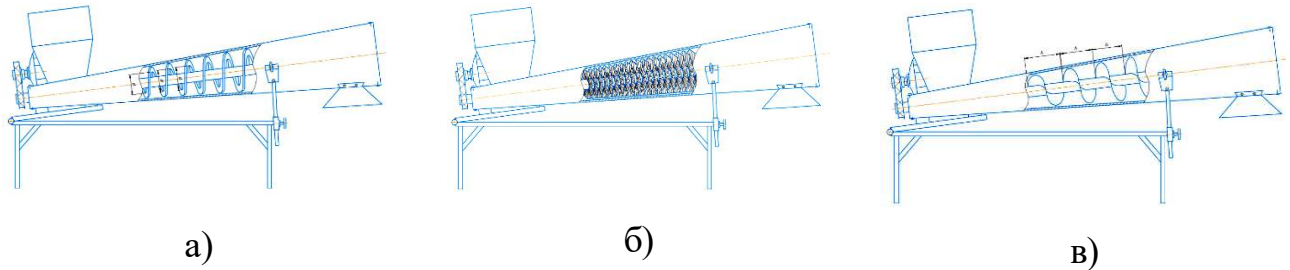


Рис. 2.3. Конструктивні схеми синтезованих гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу із різними гвинтовими робочими органами: а – із стрічковим з різним зазором між валом і шнеком; б – із гофрованим; в – із спіральним з різним кроком

На основі проведеного синтезу і генерованих перспективних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку, за допомогою якої будуть проведені дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу із різними типами гвинтових робочих органів (рис. 2.5).

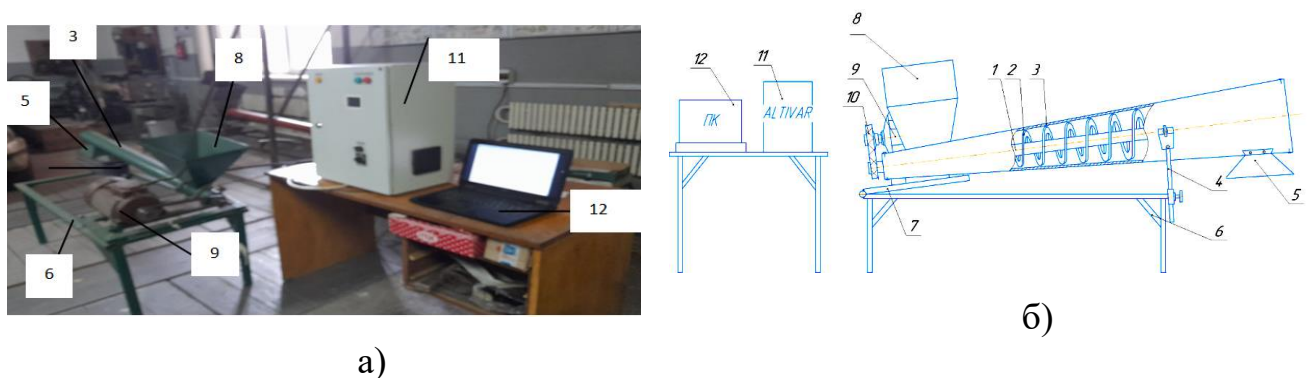


Рис.2.4. Експериментальна установка для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу: а – установка; б – конструктивна схема; 1 – вал шнека; 2 – стрічкова спіраль із наростаючим зазором між валом і шнеком; 3 – кінцевий кожух; 4 – механізм регулювання висоти перевантаження; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – рама; 7 – рухомий стіл; 8 – бункер; 9 – електропривод; 10 – пасова передача; 11 – перетворювач частоти обертання приводу; 12 – персональний комп’ютер

## 2.2 Дослідження процесу транспортування сипкого вантажу похилими гвинтовими конвеєрами

Під час роботи гвинтового конвеєра кутовий параметр  $\theta_1$  визначається особливостями руху вантажу. Для встановлення характеру навантаження на складові частини конвеєра по всій його довжині розглянемо рух виділеного об'єму вантажу в координатах  $xuz$  (рис. 2.6). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на шнек та кожух під час переміщення вантажу.

Розглянемо швидкохідний похилений гвинтовий конвеєр, з гвинтовим робочим органом із постійними параметрами – зовнішнім діаметром шнека  $D$  і кроком  $T$ . Із умови контакту виділеного об'єму вантажу  $A$  з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, його розміщення визначається радіальним параметром  $R = D/2$  і кутовим параметром  $\theta$ . У відповідності рис. 2.6 на виділений об'єм  $A$  масою  $m$  будуть діяти такі сили: нормальні від поверхонь  $N_1$  і  $N_2$ , сили тертя  $F_1$  і  $F_2$  ( $\mu_1 N$  і  $\mu_2 N$ ), сили тяжіння  $G = mg$ , відцентрова від обертання виділеного об'єму вантажу.

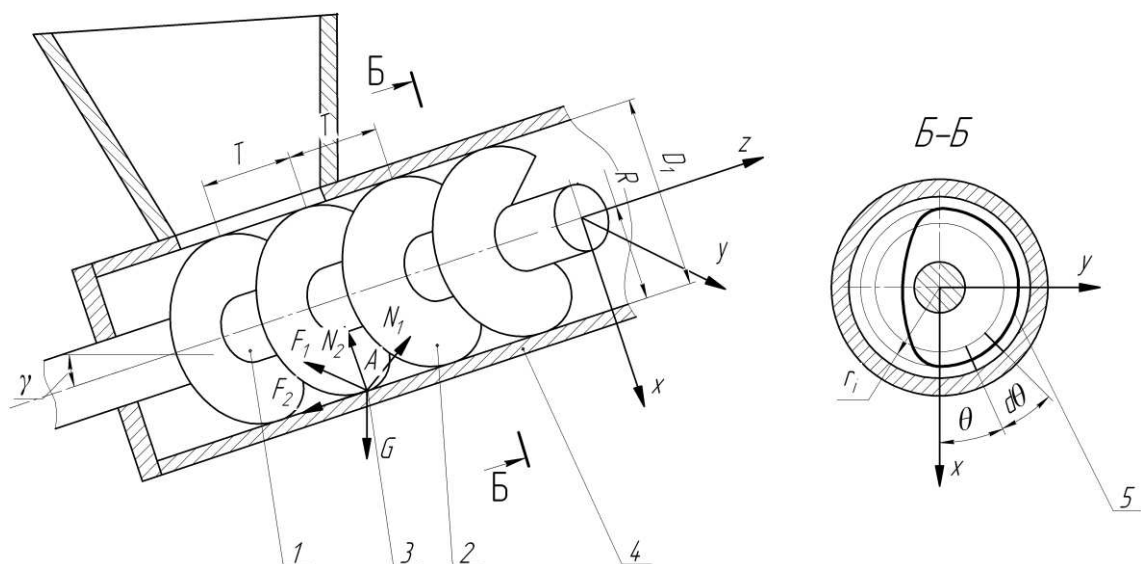


Рис. 2.6. Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму вантажу у похилому гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – шнек із поступово зростаючим кроком витків; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух; 5 – траєкторія руху вантажу при середньошвидкісному режимі (режимі змішування і транспортування)

Розглянемо усталений режим транспортування у похилому швидкохідному конвеєрі. В загальному випадку рівняння руху виділеного об'єму вантажу  $A$  в гвинтовому конвеєрі, що нахилений під кутом  $\gamma$  до горизонту відносно змінного параметру  $\theta$  описується диференціальним рівнянням [18]:

$$\begin{aligned} & (T^2 + \pi^2 D^2) \left( \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right) + \mu_2 \left[ \pi D \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 - 2\pi g \sin \theta \cos \gamma \right] \left\{ \pi D [\pi D - \mu_1 T \sin(d\theta/dt - \omega)] + \right. \\ & \left. + T [T + \mu_1 D \sin(d\theta/dt - \omega)] (d\theta/dt - \omega) \right\} / \sqrt{\pi^2 D^2 \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + T^2 (d\theta/dt - \omega)^2} + \\ & + 2\pi g \left\{ \sin \gamma [T + \mu_1 D \sin(d\theta/dt - \omega)] + \cos \theta + \cos \gamma [\pi D - \mu_1 T \sin(d\theta/dt - \omega)] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

де  $\mu_1$  та  $\mu_2$  – коефіцієнти тертя вантажу до поверхні спіралі та кожуха;

$\omega$  - кутова швидкість шнека.

Для швидкохідних конвеєрів вантаж переміщається гвинтовою траєкторією, кут підйому  $\beta$  якої визначається за залежністю [18]:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha (\omega - d\theta/dt) \quad (2.4)$$

Для випадку  $\gamma \neq 0$ ,  $\frac{d\theta}{dt} \neq \text{const}$ ;  $\frac{d^2 \theta}{dt^2} \neq \text{const}$ ;  $\beta \neq \text{const}$  і диференціальне рівняння руху виділеного об'єму масою  $dm$  у явному вигляді не розв'язується. Умова  $\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \text{const}$ , яка приймається в [17] суттєво впливає на характер зміни параметрів і для детального аналізу руху виділеного об'єму не може бути прийнятою. Детальні дослідження рівняння [18] на ЕОМ Рунге-Кутта показали, що після  $t = 0,5 \dots 0,6$  настає усталений процес руху в якому колова та кутова  $\omega_A$  швидкості виділеного об'єму змінюється в часі по гармонічному закону для зони транспортування рис. 2.7. В першому наближенні цю залежність можна представити у вигляді:

$$\omega_A = \omega_c \left[ 1 + \frac{\Delta \omega}{\omega_c} \cos \omega_c t + \frac{\Delta \omega^2}{2\omega^2 - \Delta \omega^2} \cos(2\omega_c t) \right]. \quad (2.5)$$

$d\theta/dt = \omega_A$  - кутова швидкість колового руху виділеного елемента;  $\omega_c$  – середня кутова швидкість виділеного об'єму по періоду;  $\Delta\omega$  – амплітуда коливання значення  $d\theta/dt$  в часі.

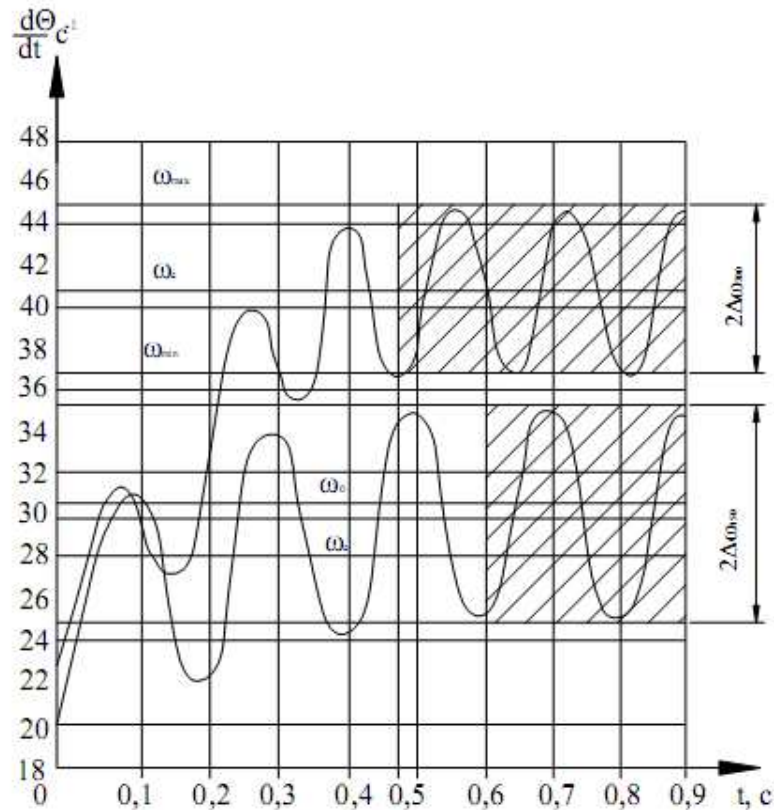


Рис. 2.7. Зміна кутової швидкості виділеного об'єму у швидкохідному горизонтальному конвеєрі:  $1-\omega=200 \text{ c}^{-1}$ ;  $2-\omega=150 \text{ c}^{-1}$  [18]

На рис. 2.7 представлена розрахункова схема у вигляді векторної діаграми до виводу рівняння руху виділеного об'єму у гвинтовому конвеєрі, що розміщені під кутом до горизонту і визначення його осьової швидкості

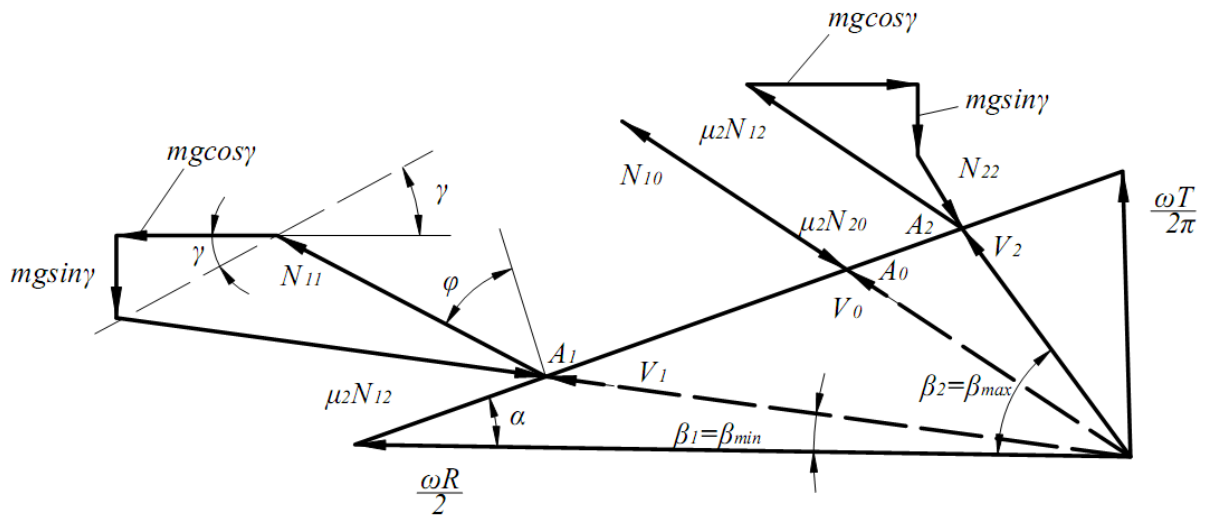


Рис. 2.8. Розрахункова схема виділеного об'єму у гвинтовому конвеєрі з визначенням осьової швидкості:  $\alpha$  – кут підйому гвинтової спіралі;  $\beta_0$  – кут підйому траєкторії транспортування  $g = 0$ ;  $V_0$  – швидкість частинки при  $g = 0$ ;  $V_1$  – швидкість частинки максимальна (падіння);  $V_2$  – швидкість частинки мінімальна (підйом);  $N_{10}$  – сили, що діють на частинку зі сторони шнека;  $N_{20}$  – сили, що діють на частинку зі сторони жолоба ( $N_2$  співпадає з  $V$ );  $\beta$  – кут нахилу траєкторії  $\beta_1 = \beta_{\min}$  при співпаданні швидкості  $V$ , з силою тяжіння (падіння)  $\beta_2 = \beta_{\max}$  при протидії (підйомі)

Використовуючи метод графічного аналізу руху виділеного об'єму рис.2.8, бачимо, що максимальному значенню  $\omega_A^{\max}$  відповідає мінімальне значення  $\beta_{\min}$  і мініимальному  $\omega_A^{\min}$  – максимальне  $\beta_{\max}$ . В цих точках ( $\omega = \omega_A^{\max}$  і  $\omega = \omega_A^{\min}$ )  $\varepsilon = d\omega_A / dt = 0$  – кутові прискорення рівні нулю і рівняння руху (1) переходять у спрощені залежності

$$\begin{aligned} \Sigma \theta = 0: N_1 (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha) - \mu_2 \omega_{A1,2}^2 R \sin \beta_{1,2} + g \cos \gamma &= 0 \\ \Sigma z = 0: N_1 (\cos \alpha - \mu_1 \cos \alpha) - \mu_2 \omega_{A1,2}^2 \cos \beta_{1,2} - g \sin \gamma &= 0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

де, (+) відповідає  $\omega_A^{\max}, \beta_{\min}$  коли вантаж гвинтом опускається до низу, а (-) відповідно  $\omega_A^{\min}, \beta_{\max}$ , коли вантаж гвинтом піднімається.

Після відповідних перетворень, отримуємо рівняння:

$$\mu_2 \frac{\omega_A^2 D_{1,2}}{2} \cos(\beta_{1,2} + \alpha + \varphi_1) = g[\sin \gamma \sin(\alpha + \varphi_1) \mp \cos \gamma \cos(\alpha + \varphi_1)], \quad (2.7)$$

де знак (+) для  $\omega_{A2} = \omega_A^{\max}$ ; (-) для  $\omega_{A2} = \omega_A^{\min}$ ; Знайдемо параметр відхилення кута  $\beta$ , що визначається  $\Delta\beta_{1,2} = \beta_{1,2} - \beta_0 = \beta_{1,2} - 90^\circ - \alpha - \gamma$ . Враховуючи те, що  $\beta_{1,2} + \alpha + \varphi = 90^\circ - \Delta\beta_{1,2}$  із залежності (2.7):

$$\Delta\beta_{1,2} = \beta_{1,2} - \beta_0 = \mp \arcsin \left[ \frac{g \cos(\alpha + \varphi_1 \mp \gamma)}{\mu_2 \omega_{A,2}^2 R} \right]. \quad (2.8)$$

Виключенням  $N_1$  із системи рівнянь отримаємо співвідношення рівноважного стану при екстремальних значеннях кутової швидкості виділеного елемента ( $\omega_A^{\min}, \omega_A^{\max}$ ).

$$\mu_2 \omega_{A,2}^2 R \cos(\alpha + \beta_{1,2} + \varphi) \mp g \cos \varphi \cos(\alpha + \varphi_1) - g \sin \gamma \sin(\alpha + \varphi_1). \quad (2.9)$$

Аналіз цього рівняння [18] показує, що вплив прискорень  $d^2\theta/dt^2$  розподіляє реакції поверхонь  $N_1$  і  $N_2$  і змінює напрямок руху виділеного об'єму (параметр  $\beta$ ) в кутовому інтервалі  $0 \leq \theta \leq \pi/2$ .

Запропонований метод визначення середньої колової швидкості виділеного об'єму  $\omega$  по крайніх значеннях  $\omega_1$  і  $\omega_2$  відзначається математичною строгістю і простотою реалізації.

Згідно (2.8) кутова швидкість обертання гвинтового робочого органу повинна визначатись, в цьому випадку, із залежності

$$\omega = \sqrt{\frac{k_w g [\cos \gamma + \sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \gamma_1)]}{\mu_2 R}}, \quad (2.10)$$

де  $k_w$  – експериментальний коефіцієнт.



При такому режимі роботи змішувача максимальний кут підйому траєкторії руху вантажу  $\beta_{2\max}$  визначиться із залежності

$$\operatorname{tg} \beta_{2\max} = k_{\beta} \operatorname{tg} \alpha \quad (2.11)$$

$$k_{\beta} = 1 + \frac{C}{2} \left[ 1 - \sqrt{1 + \frac{L_1}{C \sin \alpha (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)}} \right] \quad (2.12)$$

тут

$$C = \frac{\mu_2 \omega^2 R \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)}{g \sin \gamma \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 (\alpha + \varphi)}}$$

Мінімальна кутова швидкість виділеного об'єму вантажу в його русі по гвинтовій траєкторії  $\omega = \omega_1^{\max}$  буде

$$\omega_2^{\max} = \frac{\omega \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{2\max}} \quad (2.13)$$

Середня осьова швидкість переміщення вантажу у гвинтовому змішувачі при цьому

$$v_{oc} = \frac{\omega R \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta_{2\max}}{2(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{2\max})} = \frac{\omega R \operatorname{tg} \alpha k_{\beta}}{2(1 + k_{\beta})} \quad (2.14)$$

Об'ємно продуктивність змішувача, відповідно, становить

$$Q = \frac{\pi k_{\alpha} k_{\beta} \omega R^3 \operatorname{tg} \alpha}{2(1 + k_{\beta})} \quad (2.15)$$

При побудові рівнянь (2.6) було зроблено припущення безвідривності руху. Воно виконується при забезпеченні умов коли  $N_1 > 0$ ;  $N_2 > 0$ , що справджується умова при:

$$\omega_A = \frac{d\theta}{dt} \geq \sqrt{(2g \cos \gamma) / D} \quad (2.16)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також досліджень, представлених в роботі [17] свідчать, що незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування.

Розглянемо стабільний режим транспортування у середньошвидкісному конвеєрі (рис. 2.9), в якому вантаж рухається по складній гвинтовій траєкторії і для якого при підніманні вантажу до верхньої точки дійсні умови:

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

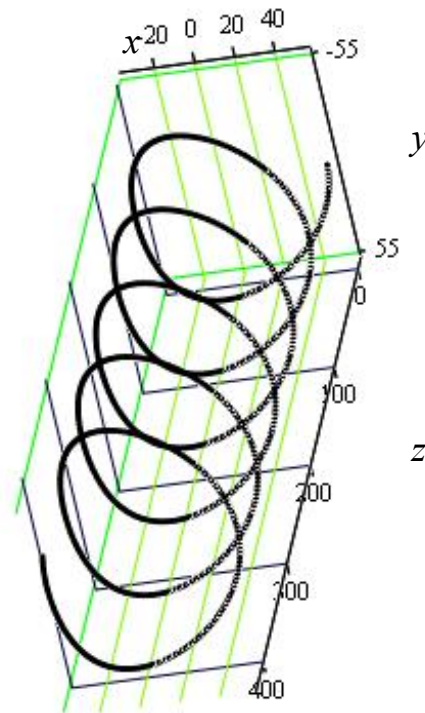


Рис. 2.9. Траєкторія руху виділеного об'єму вантажу у середньо-швидкісному конвеєрі:  $R=55$  мм;  $\omega=15$  рад/с

Знайдемо проекції швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно шнека на осі системи координат  $xuz$  (рис. 2.5)

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin(\omega_g t) \cdot (\omega - \omega_g) + d \sin(\omega_g t) \omega_g - 2d \cos(\omega_g t) \sin(\omega_g t) \omega_g; \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos(\omega_g t) \cdot (\omega - \omega_g); \\ \dot{z}_1 = \frac{T_0}{2\pi} (\omega - \omega_g). \end{cases} \quad (2.17)$$

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

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = (R - d) \cdot \sin(\omega_g t) \cdot \omega_g - 2d \cos(\omega_g t) \sin(\omega_g t) \omega_g; \\ \dot{y}_2 = R \cdot \cos(\omega_g t) \cdot \omega_g; \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_g). \end{cases} \quad (2.18)$$

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

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left( R^2 + \frac{T_0^2}{4\pi^2} \right) (\omega - \omega_g)^2 + 2Rd \sin^2(\omega_g) (\omega - \omega_g) \omega_g (1 - 2\cos(\omega_g)) + d^2 \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g))^2}; \quad (2.19)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 (\omega_g)^2 + \frac{T_0^2}{4\pi^2} (\omega - \omega_g)^2 + 2Rd \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g)) + d^2 \sin^2(\omega_g) (\omega_g)^2 (1 - 2\cos(\omega_g))^2}. \quad (2.20)$$

На основі формули (2.20) будовані графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха у середньошвидкісному конвеєрі в часі (рис. 2.10)

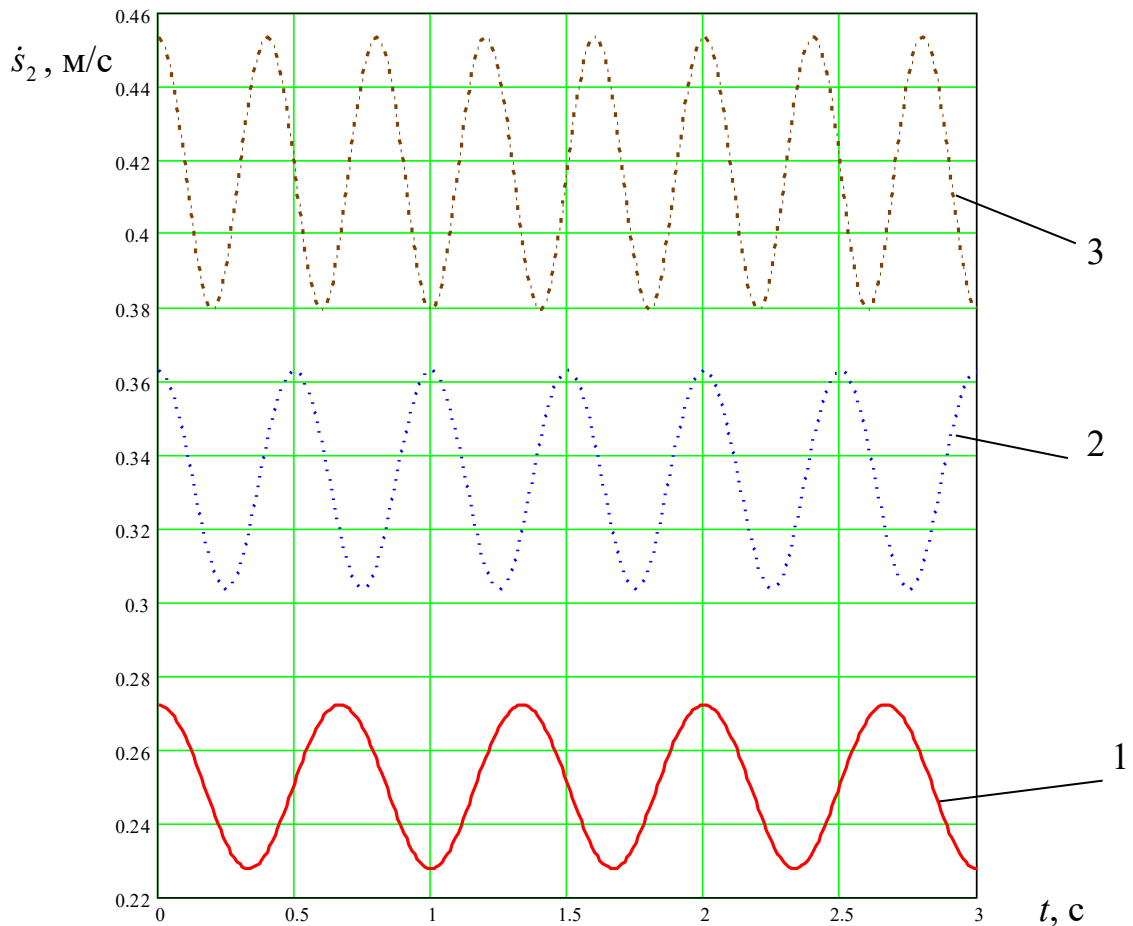


Рис. 2.10. Графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму вантажу відносно кожуха у швидкісному конвеєрі в часі  $R=0,055\text{м}$ ,  $T_0=0,11\text{м}$  :

1 –  $n=90\text{об/хв}$ ; 2 -  $n=120\text{об/хв}$ ; 3 -  $n=150\text{об/хв}$

Приведено методику розрахунку похилих середньошвидкохідних гвинтових конвеєрів які в граничних режимах призводять до інтенсивного переміщення вантажу і працюють як ефективні змішувачі. Встановлено, що при застосуванні шнеків з осьовим рухом відбувається коливання швидкості транспортування вантажу, що покращує умови змішування сипких вантажів. Виведені залежності для визначення кінематичних та експлуатаційних параметрів, що забезпечують стабільну роботу таких змішувачів, а також проведено розрахунок гвинтового змішувача з пересипом спеціальної конструкції (Додаток А)

### 2.3 Дослідження кінематики сипкого матеріалу у конусоподібному гвинтовому конвеєрі

На основі структурного синтезу та проведених експериментальних досліджень [36] встановлено, що гвинтові конвеєри із конусоподібним шнеком та кожухом дозволяють підвищити якість процесу змішування при забезпеченні операції транспортування вантажів порівняно із циліндричними конвеєрами. Тому виникає потреба у дослідження кінематики сипкого матеріалу у конусоподібному гвинтовому конвеєрі.

Під час роботи конусоподібного гвинтового конвеєра координати розміщення сипкого матеріалу та його характер руху визначається кутовими параметрами матеріалу  $\theta_1$  та  $\theta$  [13, 73, 129, 131]. Для встановлення характеру переміщення вантажу розглянемо рух виділеного об'єму матеріалу в координатах  $xuz$  (рис. 2.11).

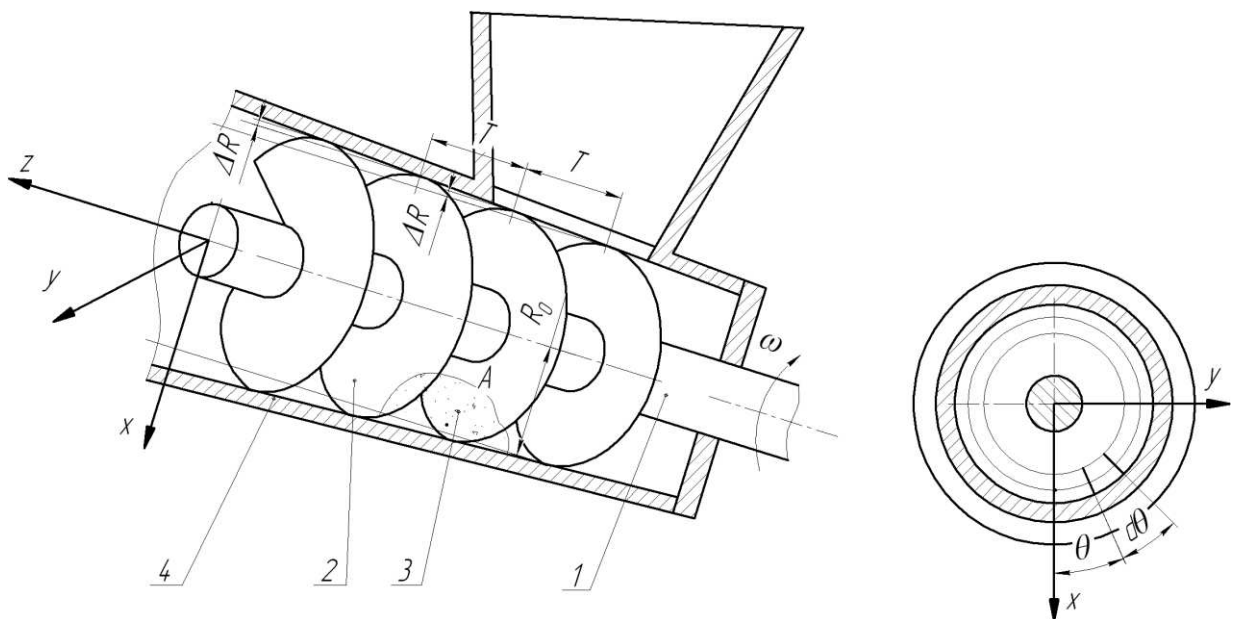


Рис. 2.11. Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму вантажу у конусоподібному гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – конусоподібний шнек; 3 – виділений об'єм вантажу; 4 – конусоподібний кожух

Розглянуто високошвидкісний режим роботи конвеєра, при якому відбувається

одночасне змішування та транспортування вантажу. Із умови одночасного контакту виділеного об'єму матеріалу  $A$  з поверхнею шнека конусоподібної форми та конусною поверхнею нерухомого кожуха, його розміщення визначається радіальним параметром  $R$  і кутовими параметрами  $\theta_1$  та  $\theta$  [13, 73, 129, 131].

Зміну зовнішнього радіуса шнека  $R$  та внутрішнього радіуса кожуха представимо лінійною залежністю, при якій початковий радіус шнека  $R_0$  зростає на величину  $\Delta R$  на кожному наступному витку.

Один виток шнека відповідає кутовому параметру  $\theta_1 = 2\pi$ , тоді функцію зміни радіуса шнека та радіуса переміщення вантажу можна записати таким чином:

$$R(\theta_1) = R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi}. \quad (2.21)$$

Приріст радіуса шнека та радіуса переміщення вантажу на одному витку:

$$\Delta R = \frac{R_{\max} - R_0}{i}, \quad (2.22)$$

де  $R_{\max}$  - максимальний радіус шнека в зоні вивантаження сипкого матеріалу;  
 $i$  - кількість витків при переміщенні сипкого вантажу гвинтовою траєкторією.

Кількість витків при переміщенні сипкого вантажу гвинтовою траєкторією визначається залежністю:

$$i = \frac{\omega_v t}{2\pi}, \quad (2.23)$$

де  $\omega_v$  - кутова швидкість переміщення сипкого матеріалу;

$t$  - час переміщення вантажу із зони завантаження до зони вивантаження.

Час переміщення вантажу із зони завантаження до зони вивантаження визначаємо за формулою:

$$t = \frac{2L\pi}{(\omega - \omega_v)T}, \quad (2.24)$$

де  $L$  - довжина робочої частини шнека;

$\omega$  - кутова швидкість обертання шнека;

$T$  – крок витків шнека.

Підставляючи рівняння (2.24) у рівняння (2.23), одержано:

$$i = \frac{\omega_v L}{(\omega - \omega_v)T}. \quad (2.25)$$

Тоді приріст радіуса шнека та радіуса переміщення вантажу на одному витку становить:

$$\Delta R = \frac{T(R_{\max} - R_0)(\omega - \omega_v)}{\omega_v L}. \quad (2.26)$$

В параметричному вигляді, з достатньою апроксимацією, координати виділеного об'єму матеріалу  $A$  визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos \theta; \\ y_A = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin \theta; \\ z_A = \frac{T(\omega_1 t - \theta)}{2\pi}, \end{cases} \quad (2.27)$$

де  $x_A, y_A, z_A$ , – координати матеріалу.

Рівняння конусоподібного шнека з постійним кроком  $T = 2\pi c$ , що обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  в параметричній формі буде :

$$x_s = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos(\theta_1 + \omega t);$$

$$y_s = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin(\theta_1 + \omega t); \quad (2.28)$$

$$z_s = c\theta_1 = (T/2\pi)\theta_1.$$

Рівняння конусоподібної робочої поверхні стаціонарного кожуха гвинтового конвеєра:

$$x_k = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_2}{2\pi} \right) \cos \theta_2;$$

$$y_k = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_2}{2\pi} \right) \sin \theta_2; \quad (2.29)$$

$$z_k = u_2,$$

де  $\theta_2$  - кутовий параметр точки гвинтової поверхні кожуха;

$u_2$  - радіальний параметр точки гвинтової поверхні кожуха.

Швидкості руху матеріалу відносно шнека в напрямку осей  $x, y, z$  [4]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1s}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1s}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1s}, \end{cases} \quad (2.30)$$

де  $\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$  - проекції швидкості руху матеріалу на осі координат  $xuz$ , м/с;

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

Швидкості руху матеріалу відносно нерухомого кожуха [4]:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A. \end{cases} \quad (2.31)$$

Проекції швидкості руху матеріалу знаходимо, диференціюючи рівняння (2.27):



$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \cos \theta - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \sin \theta + \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{T}{2\pi} \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.32)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1s} = - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \omega \sin \theta; \\ \dot{y}_{1s} = \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \omega \cos \theta; \\ \dot{z}_{1s} = 0. \end{cases} \quad (2.33)$$

Згідно з формулою (2.30), враховуючи залежності (2.32) і (2.33), знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \cos \theta + \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin \theta \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \sin \theta - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos \theta \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.34)$$

Модуль швидкості руху матеріалу відносно конусоподібного шнека і кожуха визначаємо за відповідними формулами [131]:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}. \quad (2.35)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2}. \quad (2.36)$$

Підставляючи рівняння (2.34) у (2.30) та (2.32) у (2.31), враховуючи те, що матеріал перебуває у постійному контакті із кожухом, після скорочень,

отримаємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left( \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \right) \cdot \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \Delta R^2 \left( \frac{d\theta_1}{dt} \right)^2}; \quad (2.37)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right)^2 \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \Delta R^2 \left( \frac{d\theta_1}{dt} \right)^2} \quad (2.38)$$

Прискорення матеріалу знаходимо диференціюючи рівняння (2.32):

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \cos\theta - \frac{\Delta R}{\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \sin\theta \frac{d\theta}{dt} - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos\theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin\theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y}_A = \frac{\Delta R}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \sin\theta + \frac{\Delta R}{\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \cos\theta \frac{d\theta}{dt} - \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \sin\theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \left( R_0 + \frac{\Delta R \theta_1}{2\pi} \right) \cos\theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z}_A = -\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2}. \end{cases} \quad (2.39)$$

Розглянемо стабільний режим переміщення вантажу у швидкохідному конусоподібному гвинтовому конвеєрі-змішувачі, в якому матеріал рухається гвинтовою траєкторією (рис. 2.12) і для якого при усталеному режимі дійсні умови:  $\frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_v$ ,  $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$ ,  $\frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega_v$ ,  $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$ . Для прийнятих умов з (2.34) знайдемо проекції швидкості руху матеріалу відносно конусоподібного шнека на осі системи координат  $xuz$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{\Delta R \omega_v}{2\pi} \cos(\omega_v t) + \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \sin(\omega_v t) (\omega - \omega_v); \\ \dot{y}_1 = \frac{\Delta R \omega_v}{2\pi} \sin(\omega_v t) - \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \cos(\omega_v t) (\omega - \omega_v); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_v). \end{cases} \quad (2.40)$$

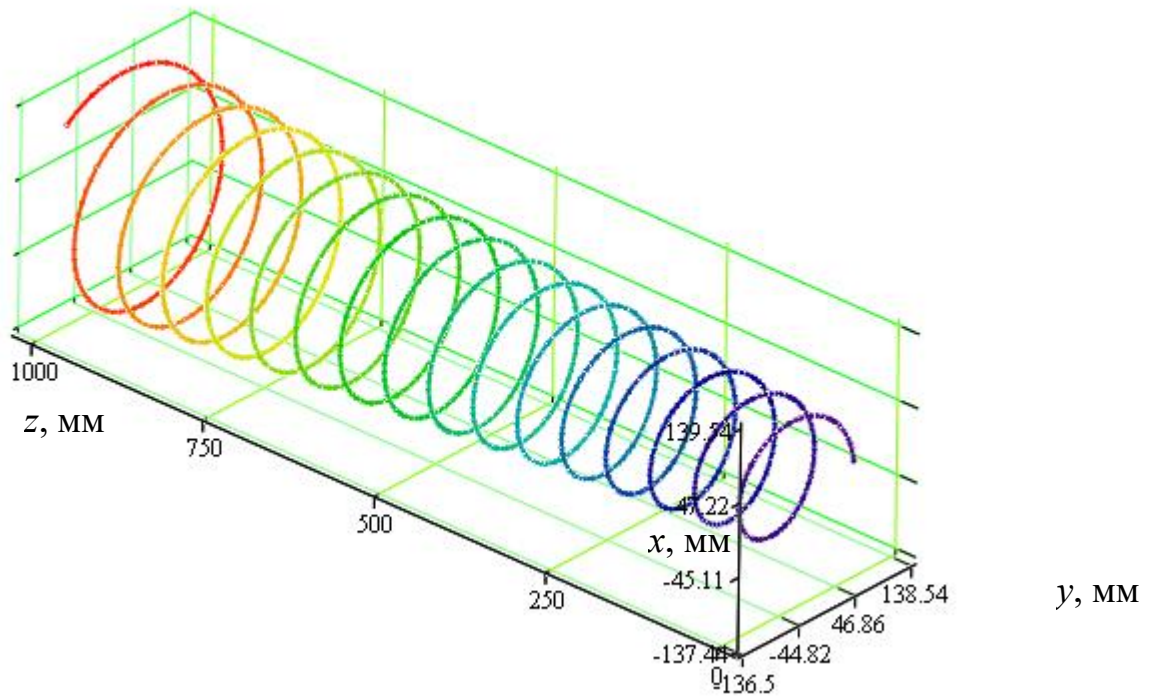


Рис. 2.12. Графіки траєкторії руху сипкого вантажу у швидкохідному конвеєрі з конусоподібним шнеком та кожухом:  $R_0=75$  мм;  $R_{\max}=140$  мм,  $L=1000$  мм,  $\Delta R=3,97$  мм,  $i=16$

Проекції швидкості руху матеріалу відносно конусоподібного кожуха на осі системи координат  $xuz$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \frac{\Delta R \omega_v}{2\pi} \cos(\omega_v t) - \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \sin(\omega_v t) \omega_v; \\ \dot{y}_2 = \frac{\Delta R \omega_v}{2\pi} \sin(\omega_v t) + \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \cos(\omega_v t) \omega_v; \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} (\omega - \omega_v). \end{cases} \quad (2.41)$$

Модулі швидкості руху матеріалу із рівнянь (2.37) та (2.38) визначаємо за виразами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left( \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \right) \cdot (\omega - \omega_v)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \Delta R^2 \omega_v^2}; \quad (2.42)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\left( \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \Delta R^2 \right) \omega_v^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} (\omega - \omega_v)^2}. \quad (2.43)$$

Прискорення матеріалу визначаємо за рівняннями (2.36):

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = -\frac{\Delta R \omega_v^2}{\pi} \sin(\omega_v t) - \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \omega_v^2 \cos(\omega_v t); \\ \ddot{y}_A = \frac{\Delta R \omega_v^2}{\pi} \cos(\omega_v t) - \left( R_0 + \frac{\Delta R \omega_v t}{2\pi} \right) \omega_v^2 \sin(\omega_v t); \\ \ddot{z}_A = 0. \end{cases} \quad (2.44)$$

На основі формули (2.42) будовано графіки зміни швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно шнека у конусоподібному гвинтовому конвеєрі (рис. 2.13, рис. 2.14)

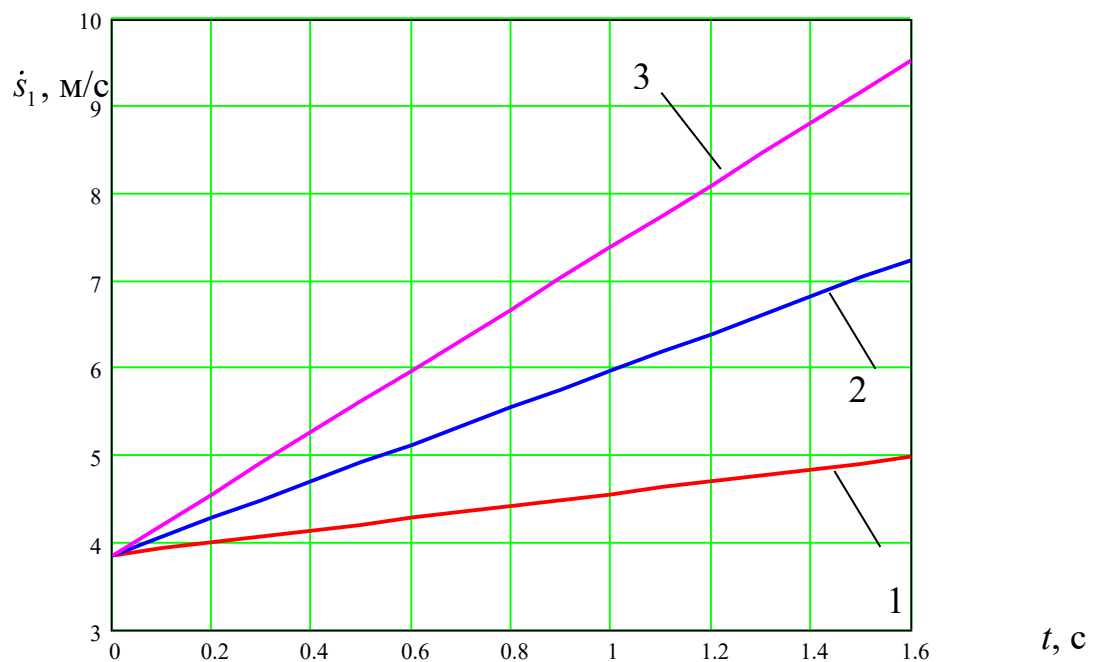


Рис. 2.13. Графік зміни швидкості руху виділеного матеріалу відносно конусоподібного шнека у гвинтовому конвеєрі в часі  $R_0=75$  мм:

1)  $\Delta R=1$  мм; 2)  $\Delta R=3$  мм; 2)  $\Delta R=5$  мм

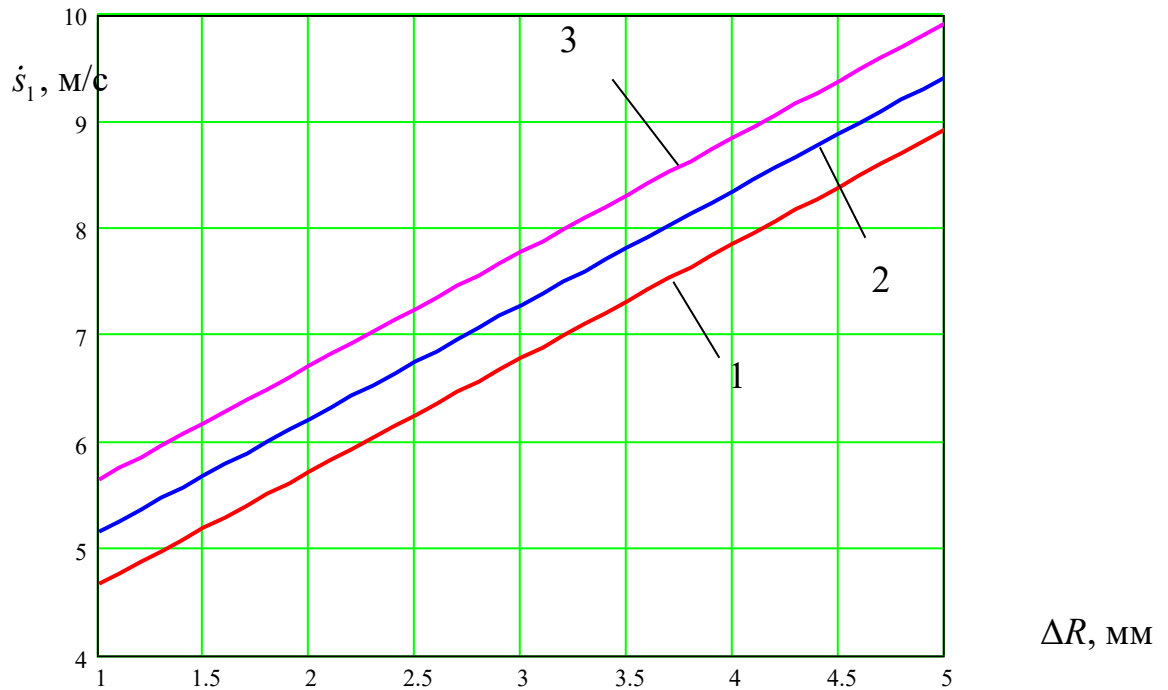


Рис. 2.14. Графік зміни швидкості руху виділеного матеріалу відносно конусоподібного шнека у гвинтовому конвеєрі від приросту радіуса

переміщення вантажу на одному витку:

1)  $R_0 = 70$  мм; 2)  $R_0 = 80$  мм; 2)  $R_0 = 90$  мм

На основі графіків рис. 2.13 та рис. 2.14 встановлено, що приріст  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку конусоподібного гвинтового конвеєра суттєво впливає на збільшення швидкості вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування. Зокрема при збільшенні приросту  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку від 1 мм до 5 мм призводить до зростання швидкості вантажу від 1,28 рази до 2,44 рази.

#### 2.4 Динаміка шнекового робочого органу багатofункціонального конвеєра

Шнековий робочий орган багатofункціонального конвеєра у робочому режимі зазнає значних динамічних навантажень в результаті одночасної дії на нього: поздовжньої стискувальної сили (передається від рухомих

регулювальних блоків); зовнішнього привідного моменту; сил взаємодії із оброблювальним середовищем. Вказані силові чинники зумовлюють у ньому складні коливання – поєднання крутильних, поздовжніх та згинальних. Якщо перші два види коливань (в окремих випадках) сприяють покращенню технологічного процесу (уникненню процесу налипання оброблювального середовища, додатковому його ущільненню, покращенню структури) [24], то поперечні – у певній мірі зменшують ресурс експлуатації робочого органа, та й створюють додаткові динамічні навантаження на “нерухомий” конусний жолоб. Більше того, оброблювальне середовище рухаючись із деякою швидкістю відносно гвинтового робочого органу спричиняє додаткову динамічну дію на нього. Вона значною мірою проявляється для згинних його коливаннях. До того ж, у оброблювальному середовищі чи середовищі, яке транспортується завжди наявні неоднорідні включення. Вони внаслідок обертального руху робочого органу “підклинюють” його в окремих очках, тим самим спричиняють додаткові сили дії в них. З іншого боку, урахування вказаних чинників у математичній моделі динаміки відносного руху системи пружне тіло – рухомий потік середовища, надає їй якісно нової форми [181, 188, 189], для якої, у загальному випадку, не вдається застосувати відомі аналітичні методи дослідження систем із розподіленими параметрами [170]. Застосування ж для неї чисельних методів симуляції через складність систем до бажаного результату не призводять, це особливо стосується найбільш небезпечних резонансних коливань робочого органу. Тому, основну увагу звернуто розробці наближених аналітичних методів дослідження згинальних коливань робочого органу багатофункціонального конвеєра, який обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі і вздовж нього рухається суцільний потік оброблювального середовища. Гвинтовий компенсаційний багатофункціональний конвеєр виконано у вигляді корпуса (рис. 2.15) з двома опорами передньою і задньою з можливістю зміни їх висоти для можливості транспортування матеріалів по горизонталі і під кутом.

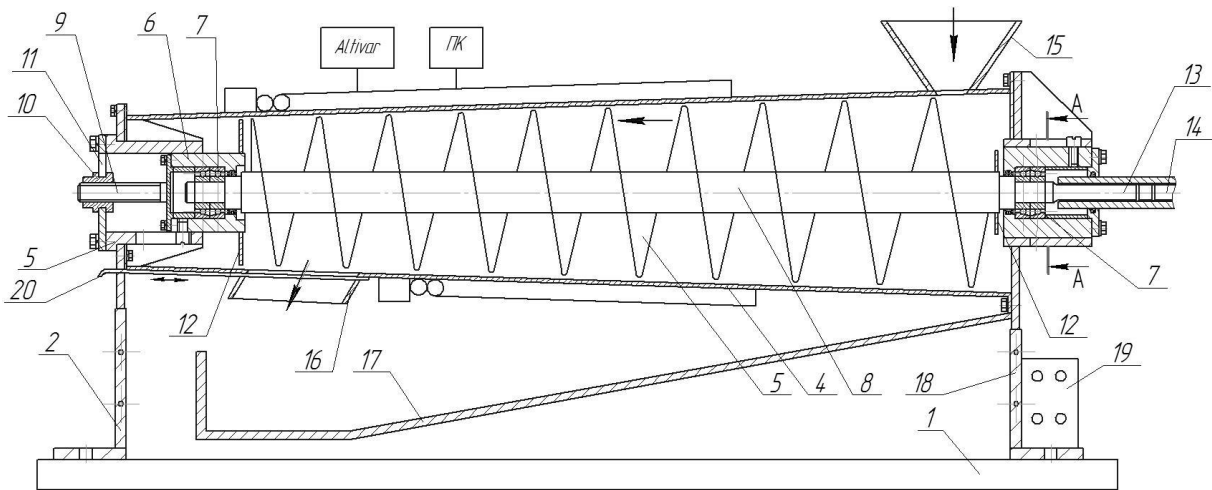


Рис. 2.15. Конструктивна схема шнекового компенсаційного багатофункціонального транспортера

Для шнекового робочого органу багатофункціонального транспортера, який обертається зі сталюю за величиною кутовою швидкістю  $\omega$  і вздовж котрого рухається із відносною швидкістю  $V$  суцільний потік оброблювального середовища необхідно визначити вплив зовнішніх та внутрішніх чинників на його поперечні коливання.

Основні припущення щодо об'єкту дослідження:

- шнековий робочий орган: симетричне відносно поздовжньої осі пружне тіло, матеріал котрого задовольняє нелінійному технічному закону пружності [5]- $\sigma = E(\varepsilon_1 + \varepsilon\varepsilon_1^3)$  ( $\varepsilon_1$  - відносна деформація, параметр  $\varepsilon$  характеризує відхилення його пружних властивостей від лінійного закону і нижче вважається його малим у порівнянні із модулем пружності  $E$ ); момент інерції його відносно поздовжньої осі  $OX$  -  $I(x)$ , а погонна маса його  $m_1(x)$  обертається зі сталюю кутовою швидкістю навколо поздовжньої осі, яка нахилена до горизонту під кутом  $\alpha$ ; -  $u(x,t)$ - поперечне переміщення нейтральної осі його із координатою  $x$  в довільний момент часу  $t$  (вісь  $OX$  відраховується від верхнього підшипника вздовж недеформованої осі шнекового робочого органу); депланація нормального поперечного перерізу відсутня.

- оброблюване середовище – не пружне суцільне тіло [168] із погонною масою  $m(x)$ .

Зовнішні сили:  $N$ - сили тиску на кінці шнеку, сила ваги шнеку та оброблювального середовища; сили опору руху шнекового робочого органу; привідний момент, зосереджені сили, зумовлені взаємодією окремих включень у оброблюване середовище зі шнековим робочим органом внаслідок обертального руху останнього.

На основі [170] диференціальне рівняння згинних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера, вздовж котрого переміщається суцільний потік оброблювального середовища подати у вигляді:

$$(m_1 + m) \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x,t) \right) + 2mV \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} + (mV^2 + N) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \lambda \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right)^s + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( EI(x) \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \varepsilon \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0), \quad (2.45)$$

де  $\lambda, s, x_0, \varphi_0, \dot{I}, H$  - сталі;

$\delta(x - x_0)$  - дельта функція Дірака.

Залежність  $\lambda \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right)^s$  - описує силу опору відносному рухові робочого

органу, а співвідношення  $H \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0)$  - силу взаємодії неоднорідного включення та робочого органу ( $q = 1, 2, \dots$ ;  $x_0$  - вказує на місце знаходження неоднорідного включення, а  $q$  - його форму).

Для описання динамічного процесу розглядуваної системи до рівняння (2.45) долучаємо крайові умови, які для простоти приймаємо у вигляді

$$u(x,t)|_{x=0;l} = \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \Big|_{x=0;l}, \quad (2.46)$$

де  $l$  - віддаль між верхнім і нижнім підшипниками робочого органу.



Для вирішення поставленої задачі необхідно для вказаної вище математичної моделі динаміки процесу отримати такі аналітичні залежності, які були базовими для визначення закону зміни визначальних параметрів коливального процесу у залежності від зовнішніх та внутрішніх чинників системи.

Для розв'язання першої частини поставленої задачі зробимо додаткові фізично обґрунтовані припущення щодо силових чинників: а) максимальні значення сил опору та сили взаємодії неоднорідного включення із робочим органом є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням другого чи четвертого доданків лівої частини рівняння (2.45); б) кількість руху оброблювального середовища у відносному русі (по відношенню до робочого органу) є обмеженою величиною; в) момент інерції робочого органу є повільно змінна функція і її зміною вздовж довжини нехтуємо. Вказане дозволяє диференціальне рівняння (2.45) подати у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \omega^2 u(x,t) + \frac{N}{m_1 + m} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \frac{EI}{m_1 + m} \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} = \frac{1}{m_1 + m} (H \sin^2(\omega t + \varphi_0) \delta(x - x_0) - \lambda \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right)^s - mV^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - 2mV \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} - \varepsilon EI \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)^3) \quad (2.47)$$

Виходячи із наведених вище обмежень щодо досліджуваної системи, максимальне значення правої його частини є малою величиною у порівнянні із максимальними значеннями доданків лівої його частини. Останнє, у свою чергу, є базою для використання при побудові розв'язку кайової задачі (2.47), (2.46) поєднання методу Бубнова-Гальоркіна [24] та методу Ван-дер-Поля [57].

Відповідно до першого, перше одночастотне наближення у формах близьких до головної форми коливань, можна подати у вигляді  $u(x,t) = \sin \frac{\pi}{l} x T(t)$  де  $T(t)$  невідома функція, яка є розв'язком звичайного квазілінійного диференціального рівняння

$$\ddot{T}(t) + \Omega^2 T(t) = -\frac{\bar{\lambda}}{m+m_1} \dot{T}^s + \frac{mV^2}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 T + \frac{3\varepsilon EI}{32} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^6 T^3 + \frac{H}{\ell(m+m_1)} \sin \frac{\pi x_0}{\ell} \sin^{2q}(\omega t + \varphi_0), \quad (2.48)$$

$$\text{де } \Omega^2 = \frac{EI}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4 - \omega^2 - \frac{N}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2, \quad \bar{\lambda} = \lambda \frac{\Gamma(1+s/2)}{2\Gamma(1.5+s/2)}.$$

Відповідно до принципу одночастотності коливань у нелінійних системах [24], нижче розглядається динамічний процес у формі близькій до першої форми “динамічної рівноваги” досліджуваного об’єкту, який, з огляду на практичне використання, є найбільш важливим.

Якщо врахувати ту обставину, що права частина рівняння (2.48) є періодичною за часом із періодом  $\frac{\pi}{\omega}$ , то за певного співвідношення між частотою власних (незбурених) коливань робочого органу та кутовою швидкістю його обертання, а від так періодичного збурення, у системі можливий резонанс. Це вимагає розгляду для рівняння (2.48) двох випадків: резонансного  $\Omega \approx 2\omega$  та нерезонансного  $\Omega \neq 2\omega$ . У роботі розглядається тільки випадок головного резонансу, розгляд комбінаційного чи дробового резонансу не становлять принципової різниці. Із наведеного вище, випливає, що головний резонанс у шнековому робочому органі буде спостерігатись за наступної кутової швидкості його обертання (рис.2.15)

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{5}} \left( \frac{EI}{(m+m_1)} \left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2 - \frac{N}{(m+m_1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.49)$$

Амплітуди коливань, для нерезонансного випадку не залежить від зовнішнього збурення [102] і визначається співвідношенням

$$\frac{da}{dt} = \frac{1}{\pi\Omega} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \{F(a, \psi, \varphi)\} \cos\psi d\varphi d\psi, \quad (2.50)$$

де  $F(a, \psi, \varphi)$  відповідає значенню правої частини рівняння (2.48), а  $T = a \cos \psi$ ,  $\psi = \Omega t + \psi_0$ . Таким чином, для збуреного руху закони змін амплітуди нерезонансних коливань набуває вигляду

$$\frac{da}{dt} = \frac{\lambda}{\sqrt{\pi\Omega}} \frac{\Gamma(1+s/2)}{2\Gamma(1.5+s/2)} a^s. \quad (2.51)$$

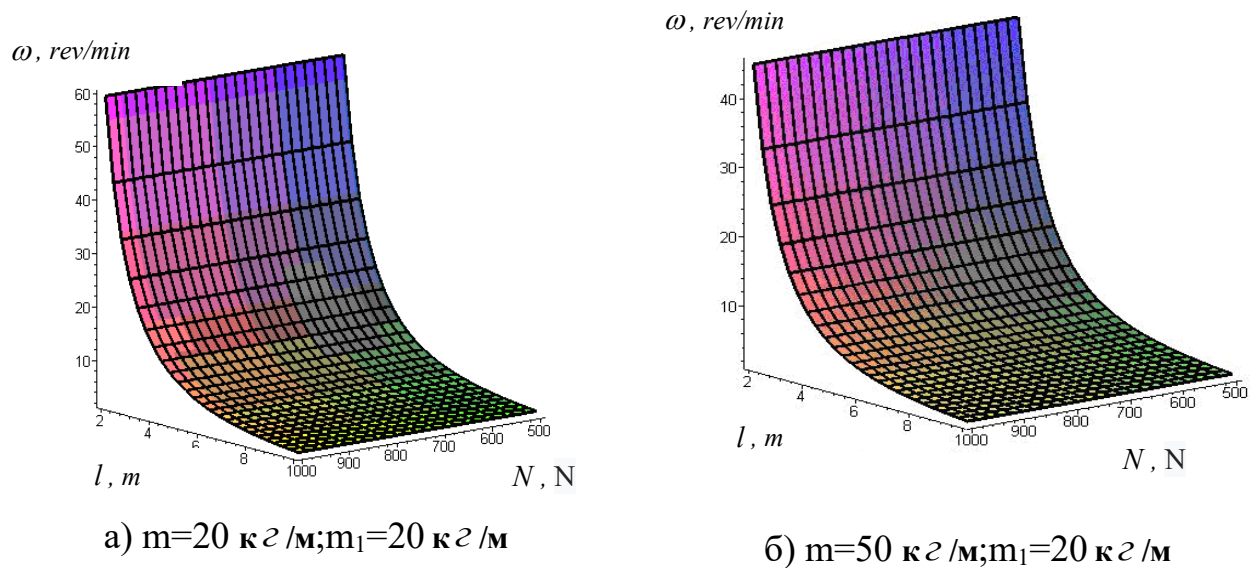
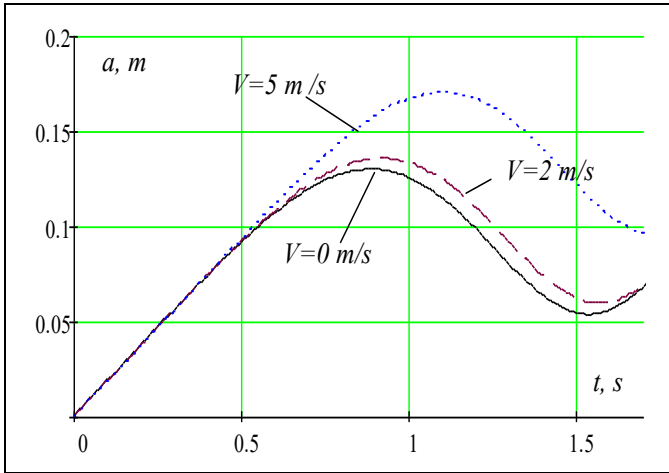


Рис. 2.16. Залежність кутової швидкості обертання робочого органу за від його довжини та стискальної сили

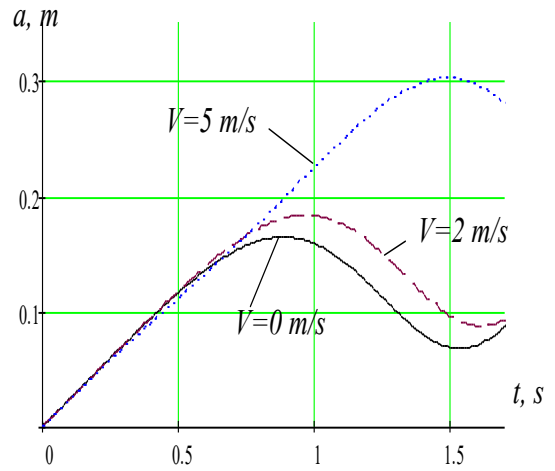
Більш складним для дослідження, одночасно і важливішим із практичної сторони, є резонансний випадок. Для нього амплітуда проходження резонансу залежить значною мірою від різниці фаз власних та вимушених коливань тобто параметру  $\gamma = \psi - \varphi$ ,  $\varphi = \omega t$ . Не вникаючи у проміжні викладки наведемо тільки співвідношення, що описують закони зміни основних параметрів робочого органу під час проходження головного резонансу.

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\lambda}{\pi\Omega} \frac{\Gamma^2(1+s/2)}{\Gamma^2(1.5+s/2)} a^s - \frac{H}{(m+m_1)(\Omega+\omega)} \frac{2q}{2+q} \frac{\Gamma((2q+1)/2)}{\Gamma(1+q/2)} \sin \gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell}, \\ \frac{d\gamma}{dt} &= \Omega - \omega/2 - \frac{mV^2}{2(m+m_1)\Omega} + \frac{0.07\varepsilon EI\pi}{(m+m_1)} a^2 + \frac{H}{(m+m_1)(\Omega+\omega)} \frac{2q}{2+q} \frac{\Gamma((2q+1)/2)}{\Gamma(1+q/2)} \cos \gamma \sin \frac{\pi x_0}{\ell}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

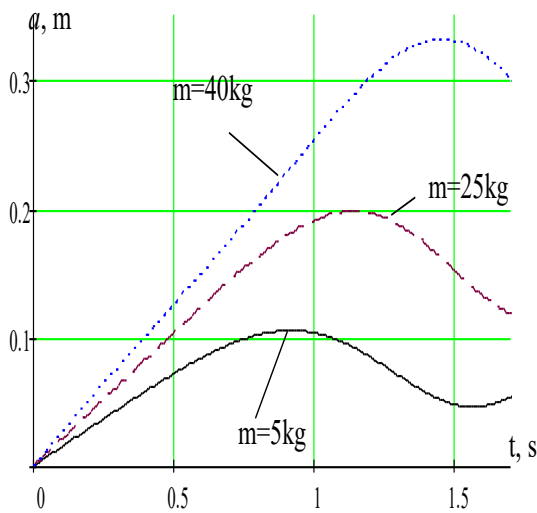
На рис. 2.17 представлено залежності представлено зміну в часі амплітуди поперечних коливань за різних значень параметрів системи



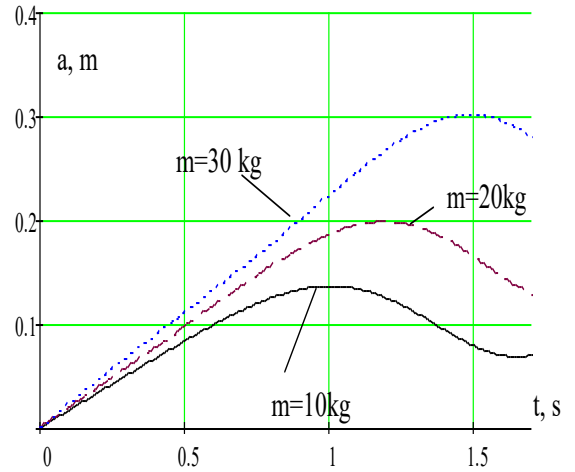
$N = 100, l = 6, m = 15, m_1 = 10, \omega = 8.432 \Omega = 16.988$



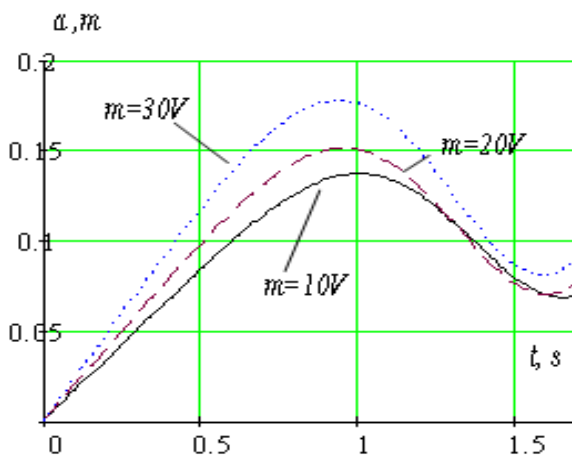
$N = 100, l = 6, m = 30, m_1 = 10, \omega = 6.6632 \Omega = 13.14$



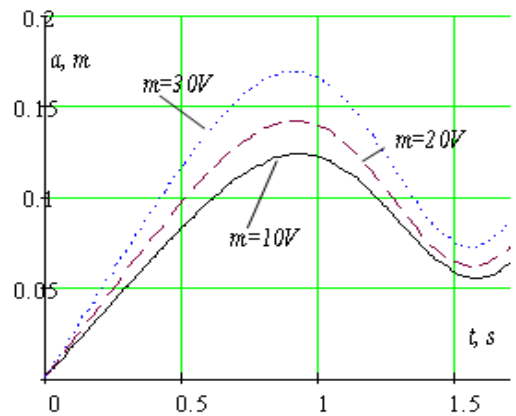
$N = 100, l = 6, m_1 = 10, V = 4, \omega = 10.886, \omega = 7.126, \omega = 5.962$   
 $\Omega = 21.931; \Omega = 15.335; \Omega = 12.012$



$N = 100, l = 6, m_1 = 10, V = 5, \omega = 9.4279; \omega = 7.697; \omega = 6.766$



$N = 100, l = 6, mV = 50$   
 $m_1 = 10, \omega = 9.427, \omega = 7.697, \omega = 6.666$



$N = 100, l = 6, mV = 30$   
 $m_1 = 10, \omega = 9.427, \omega = 7.697, \omega = 6.666$

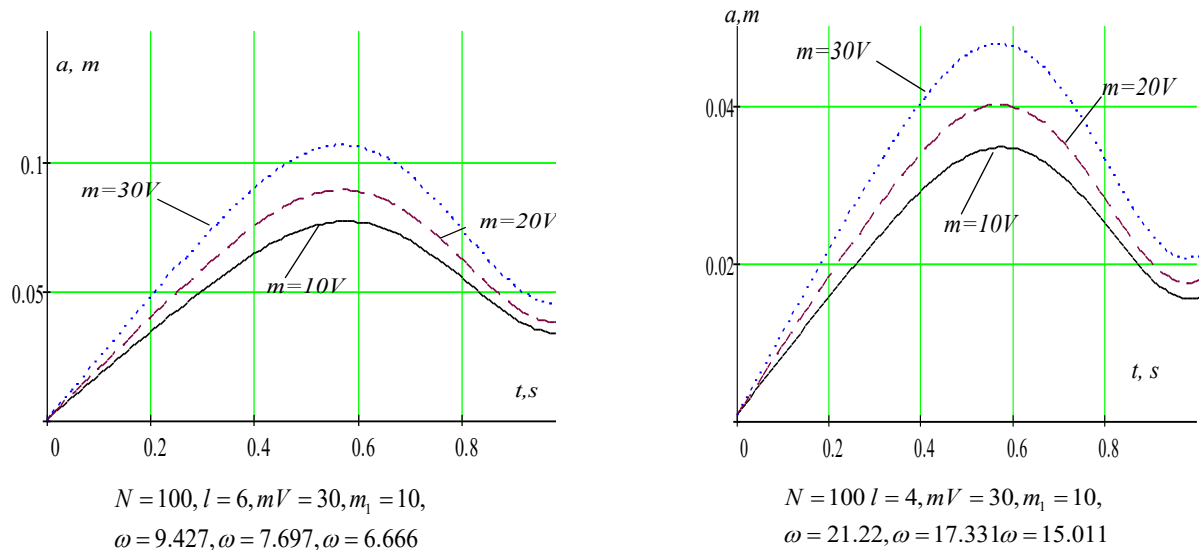


Рис. 2.17. Зміни в часі амплітуди робочого органу багатofункціонального транспортера при переході через головний резонанс

На основі отриманих розрахункових та побудованих графічних залежностей показують, що для резонансного випадку:

- амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості від 2 до 5 м/с при наступних значеннях параметрів  $m = 15 \text{ кг/м}, m_1 = 10 \text{ кг/м}$ , спричиняє збільшення амплітуди переходу через головний резонанс на 17%, а при  $m = 30 \text{ кг/м}, m_1 = 10 \text{ кг/м}$ , на 54%;

- збільшення погонної маси оброблювального середовища за незмінної відносної швидкості його руху спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс. Збільшення погонної маси від 25 кг/м до 40 кг/м при відносній швидкості його руху 4 м/с спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс на 61%;

- за однакових кількостей відносного руху оброблювального середовища амплітуда переходу через головний резонанс є більшою за умови менших відносних швидкостей руху оброблювального руху;

- швидкість переходу через головний резонанс значною мірою впливає на величину резонансної амплітуди, причому для більших швидкостей переходу через резонанс амплітуда є меншою;

- у нерезонансного випадку, то швидкість затухання амплітуди поперечних коливань є більшою для більших кількостей руху середовища.

## **2.5. Крутильні коливання гвинтового робочого органу багатофункціонального конвеєра із урахуванням динаміки суцільного потоку оброблювального середовища**

Експериментальні та окремі теоретичні дослідження динаміки робочих органів гвинтових конвеєрів наведені [190, 191, 202, 204, 209-211]. Робочий орган вказаного типу конвеєрів здійснює складні коливання: поєднання крутильних, поздовжніх та поперечних. Кожні із них відіграють як позитивний, так і негативний вплив на роботу транспортера в цілому. До позитиву їх впливу, в першу чергу, треба віднести покращення структури середовища: його ущільнення, подрібнення, уникнення процесу налипання на робочий орган тощо. Одночасно із цим, інтенсивні коливання гвинтового робочого органу призводять до значного росту динамічних напружень, а відтак – зменшення експлуатаційного терміну роботи машини.

Для їх вирішення даної проблематики побудована математична модель (рис. 2.15) крутильних коливань системи гвинтового робочий орган-суцільний потік середовища. Відомо, математичною моделлю крутильних коливань прямолінійного тіла є диференціальне рівняння з частинними похідними за крайових умов, які узгоджуються із способом його закріплення:

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left( GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = Q \left( \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \phi \right). \quad (2.53)$$

У (2.53)  $\theta(x,t)$  кут закручення пружного тіла,  $I$  - погонний момент інерції відносно осі обертання,  $G$  - модуль зсуву,  $J$  - екваторіальний момент поперечного перерізу,  $Q\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \phi\right)$  - нелінійна за сукупністю змінних  $\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}$  періодична за  $\phi = \eta t + \phi_0$  функція, яка описує розподіл вздовж довжини тіла моментів зовнішніх сил відносно осі обертання (в т.ч. моментів опору), а  $\eta$  - частота періодичного збурення.

Для гвинтового робочого органу задача значно ускладнюється:

- по-перше, внаслідок нерівномірного розподілу середовища вздовж довжини шнека;
- по-друге, він здійснює згинальні коливання;
- по-третє, рух оброблювального середовища вздовж робочого гвинта, який здійснює навіть малі згинальні коливання, призводить до появи “додаткових сил”, моменти котрих необхідно враховувати у диференціальному рівнянні крутильних коливань системи оброблювальне середовище-гвинтовий робочий орган.

Дослідження крутильних коливань робочого органу гвинтового конвеєра необхідно перш за все отримати “уточнене” диференціальне рівняння вказаних коливань, яке б враховувало вказані вище чинники.

Для його отримання введемо наступні припущення:

а) робочий шнековий гвинт обертається зі сталою кутовою швидкістю  $\Omega$  навколо поздовжньої його осі, яка у недеформованому положенні співпадає із віссю  $OX$ ;

б) поперечне переміщення у довільний момент часу нейтральної осі робочого гвинта у напрямку перпендикулярному до недеформованого її положення визначається (стосовно нерухомої системи відліку  $OXYZ$ ) вектором  $\vec{r} = u(x,t)\vec{j} + w(x,t)\vec{k}$ ;

в) суцільний потік оброблювального середовища, погонна маса котрого  $m$  повільно змінюється вздовж довжини гвинта ( $m = m(x)$ ) і рухається із

сталою за величиною відсною (по відношенню до робочого шнекового гвинта) швидкістю  $V$ .

В такому разі сила інерції [24] умовно виділеного елемента гвинта разом із оброблювальним середовищем довжиною  $dx$  та її момент відсно осі обертання визначається відповідно до залежностей

$$\vec{\Phi}_m = 2(m + m_1)\Omega\left(\frac{\partial w}{\partial t}\vec{j} - \frac{\partial u}{\partial t}\vec{k}\right)dx, \quad (2.54)$$

$$M_m^\Phi \vec{i} = (u\vec{j} + w\vec{k}) \times \vec{\Phi}_m = -2(m + m_1)\Omega\left(u\frac{\partial u}{\partial t} + w\frac{\partial w}{\partial t}\right)\vec{i}dx, \quad (2.55)$$

де  $m_1 = m_1(x)$  - погонна маса гвинта шнекового транспортера.

Подібним чином знаходиться сила інерції оброблювального середовища та її момент відсно осі обертання із урахуванням руху середовища вздовж zdeформованого шнеку

$$\vec{\Phi}_{сер.} = 2m\Omega V\left(\frac{\partial w}{\partial x}\vec{j} - \frac{\partial u}{\partial x}\vec{k}\right)dx. \quad (2.56)$$

$$M_{сер.}^\Phi \vec{i} = (u\vec{j} + w\vec{k}) \times \vec{\Phi}_{сер.} = -2m\Omega V\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + w\frac{\partial w}{\partial x}\right)\vec{i}dx. \quad (2.57)$$

Сили інерції суцільного потоку оброблювального середовища, момент котрих відсно осі обертання робочого шнека рівний нулеві, а значить не впливають на його крутильні коливання, не розглядаються. Наведене у сукупності дозволяє уточнене диференціальне рівняння крутильних коливань системи суцільний потік оброблювального середовища-гвинтовий робочий орган подати у вигляді

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{GJ_0}{I_0} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{I_0} f\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \phi\right), \quad (2.58)$$



$$\frac{GJ_0}{I_0} = \frac{G}{\rho},$$

$$\text{де } f\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \phi\right) = Q\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \phi\right) - 2\Omega \left[ (m + m_1) \left( u \frac{\partial u}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial t} \right) + mV \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + w \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right],$$

де  $G$  - модуль зсуву,  $I_0$  - погонний момент інерції відносно осі робочого гвинта разом із оброблювальним середовищем,  $J_0$  - екваторіальний момент поперечного перерізу робочого гвинта і нижче вказані величини вважаються сталими.

Подальші викладки стосуються побудови і дослідження розв'язку диференціального рівняння (2.58) за крайових умов

$$\theta(x, t)|_{x=0} = \theta(x, t)|_{x=l} = 0. \quad (2.59)$$

Крайові умови відповідають крутильним коливанням шнекового робочого органу із вільними кінцями, а  $l$  - віддаль між підшипниками у яких він обертається. Що стосується побудови розв'язку крайової задачі (2.58), (2.59), то базою для його знаходження будуть служити наступні фізично обґрунтовані:

1. Максимальне значення правої частини диференціального рівняння (58) є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням “відновлювального моменту кручення”, тобто другого доданку лівої його частини;

2. Функції прогину  $u(x, t)$ ,  $w(x, t)$  шнекового робочого органу визначаються [24] хвильовою формою із амплітудою  $a$ , хвильовим числом

$$\lambda_k = \frac{k\pi}{l}, \text{ частотою } \omega_k = \sqrt{\left(\frac{k\pi}{l}\right)^4 \frac{E\bar{I}_0}{m + m_1} - \Omega^2}, \text{ , } \bar{I}_0 - \text{ момент інерції поперечного}$$

перерізу робочого гвинта відносно нейтральної осі перерізу, яка перпендикулярна до площини коливань. В такому разі праву частину диференціального рівняння (58) можна подати у вигляді

$$f(x, \theta, \dots, \phi) = Q(x, \theta, \dots, \phi) - 4\Omega a^2 (2(m + m_1)\omega_k \sin^2 \lambda_k x \sin 2\psi_k + mV \lambda_k \sin 2\lambda_k x \cos 2\psi_k), \psi_k = \omega_k t + \psi_0, \quad (2.60)$$

де  $\psi_0$  - стала.

Таким чином, вирішення поставленої задачі (проблеми) звелось до побудови розв'язку диференціального рівняння (2.58) (із урахуванням (2.60)) за крайових умов (2.59). Найбільш ефективними методами дослідження “слабо нелінійних” коливальних систем із зосередженими масами чи розподіленими параметрами є методи в основу котрих покладено основну ідею методів збурень [184].

Використання принципу одночастотності коливань та основної ідеї методу Бубнова-Гальркіна [24] дозволяє розв'язання крайової задачі (2.58), (2.59) звести до інтегрування системи звичайних квазілінійних диференціальних рівнянь

$$\ddot{T}_1(t) + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{GJ_0}{I_0} T_1 = \frac{1}{H_0} \left\{ \int_0^l Q\left(x, T_1 \sin \frac{\pi}{l} x, \dots, \phi\right) \sin \frac{\pi}{l} x dx - \frac{16l}{3\sqrt{\pi}} \Omega a^2 (m + m_1) \omega_1 \sin 2\psi \right\}. \quad (2.61)$$

$$T_2(t) + \left(\frac{2\pi}{l}\right)^2 \frac{GJ_0}{I_0} T_2 = \frac{1}{H_0} \left\{ \int_0^l Q\left(x, T_2 \sin \frac{2\pi}{l} x, \dots, \phi\right) \sin \frac{2\pi}{l} x dx - 4\Omega a^2 l m V \cos 2\psi \right\}. \quad (2.62)$$

Із залежностей (2.61), (2.62) випливає, для випадку крутильних коливань найбільш цікавими із теоретичної та й практичної сторін є випадки:

$$\begin{aligned} \text{а) } \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} &\approx \sqrt{\left(\frac{2\pi}{l}\right)^4 \frac{EI_0}{m + m_1} - \Omega^2}, \text{ б) } \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} \approx \sqrt{\left(\frac{2\pi}{l}\right)^4 \frac{EI_0}{m + m_1} - \Omega^2}, \\ \text{в) } \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} &\approx \eta. \end{aligned}$$

Дані випадки будемо називати резонансними, причому якщо останній зумовлений зовнішніми чинниками, то перші два - згинними коливанням робочого гвинта, до того ж, перший враховує чисто згинальні коливання та обертання робочого гвинта, то другий додатково рух оброблювального

середовища вздовж робочого гвинта, точніше кажучи момент відносно осі обертання кориолісової сили інерції оброблювального середовища.

Резонансні коливання за виконання будь-якої із умов а), б), в) описуються залежністю  $T_i(t) = \bar{a}_i(t) \cos(\bar{\omega}_i t + \mathcal{G}_i(t))$  якій  $\bar{\omega}_i$  одна із частот на якій розглядаються резонансні коливання, а параметри  $\bar{a}_i(t)$  та  $\mathcal{G}_i(t)$  (амплітуда та різниця фаз резонансних коливань) визначаються диференціальними рівняннями:

а) для резонансу на першій кутовій швидкості обертання гвинтового робочого органу

$$\frac{da_1}{dt} = \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_1 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, \bar{a}_1 \sin \frac{\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{\pi}{l} x \sin \phi dx d\phi d\psi - \frac{16l}{3\bar{\omega}_1 I_0} \Omega_1 a^2 (m + m_1) \omega_1 \cos \gamma_1, \quad (2.63)$$

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} - \sqrt{\left(\frac{2\pi}{l}\right)^4 \frac{EI_0}{m + m_1} - \Omega_1^2} + \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_1 \bar{a}_1 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, \bar{a}_2 \sin \frac{\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{\pi}{l} x \tilde{n} s \phi dx d\phi d\psi + \frac{16l}{3\bar{\omega}_1 \bar{a}_1 I_0} \Omega_1 a^2 (m + m_1) \omega_1 s^3 n \gamma_1;$$

б) для резонансу на другій кутовій швидкості обертання гвинтового робочого органу

$$\frac{da_2}{dt} = \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_2 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, a_1 \sin \frac{2\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{2\pi}{l} x \sin \phi dx d\phi d\psi + \frac{2\Omega_2 a^2 V l m \pi}{\bar{\omega}_2 I_0} \sin \gamma_2, \quad (2.64)$$

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} - \sqrt{\left(\frac{2\pi}{l}\right)^4 \frac{EI_0}{m + m_1} - \Omega_2^2} + \frac{1}{2\pi^2 \bar{\omega}_2 \bar{a}_2 I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} Q\left(x, a_2 \sin \frac{\pi}{l} x \cos \psi, \dots, \phi\right) \sin \frac{\pi}{l} x \cos \phi dx d\phi d\psi - \frac{2\Omega_2 a^2 V l m \pi}{\bar{\omega}_2 \bar{a}_2 I_0} \cos \gamma_2;$$

в) для резонансу на частоті зовнішнього періодичного збурення

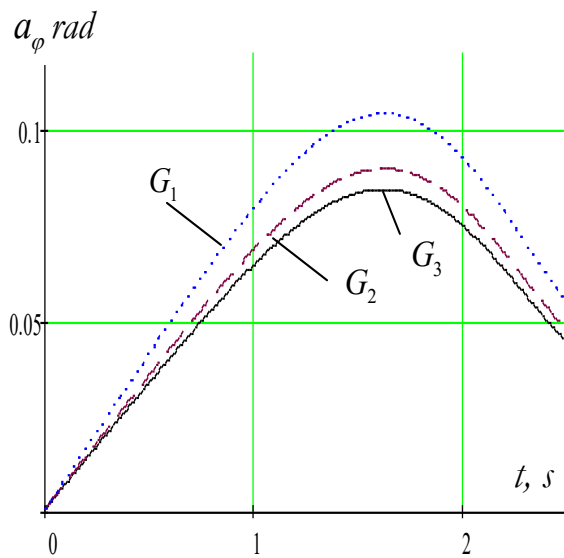
$$\frac{d\bar{a}_3}{dt} = \frac{1}{2\pi l \mu I_0} \int_0^l \int_0^{2\pi} Q\left(x, \bar{a}_3 \sin \frac{\pi}{l} x \cos(\gamma_3 + \phi), \dots, \phi\right) \sin(\gamma_3 + \phi) \sin \frac{\pi}{l} x dx d\phi, \quad (2.65)$$

$$\frac{d\gamma_3}{dt} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}} - \mu + \frac{1}{2\pi l \bar{\omega}_1 I_0 \bar{a}_3} \int_0^l \int_0^{2\pi} Q\left(x, \bar{a}_3 \sin \frac{\pi}{l} x \cos(\gamma_3 + \varphi), \dots, \varphi\right) \cos(\gamma_3 + \varphi) \sin \frac{\pi}{l} x dx d\varphi,$$

$$\text{де } \bar{\omega}_1 = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}, \quad \bar{\omega}_2 = \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}.$$

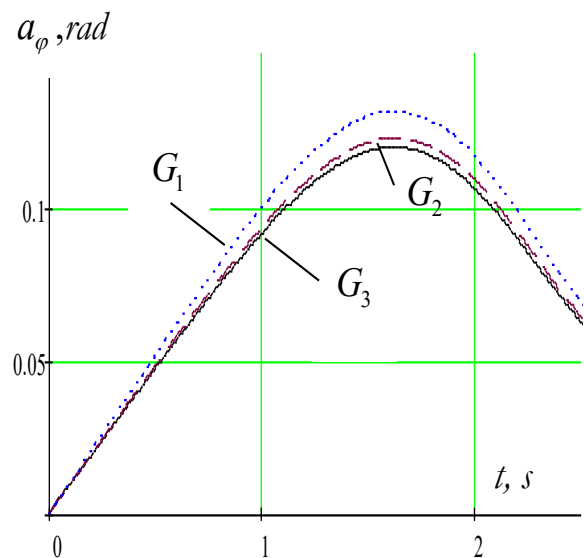
Внутрішні резонанси мають місце тільки за певного співвідношення між частотою власних поперечних та крутильних коливань, точніше кажучи розподілом мас у системі оброблювальне середовище-шнековий робочий орган, його геометричними розмірами та кутовою швидкістю робочого гвинта.

Відповідно до рівнянь (2.63) та (2.64) на рис. 2.18 та рис. 2.19 представлено за умови  $Q = Q\left(x, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \phi\right) = \delta \left(\frac{\partial \theta}{\partial t}\right)^s$  ( $\delta, s$  - сталі) амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс для різних довжин робочого гвинта і різних значень його густин (рис.2.18) та різних значень погонної маси оброблювального середовища та швидкості її руху (рис.2.19).



(a)

$$m = m_1 = 10 \text{ kg/m}, \quad E = 2 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ \bar{I}_0 = 2.78 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4, \quad G_1 = 1.6 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ G_2 = 1.4 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \quad G_3 = 1.3 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ l = 3 \text{ m}$$



(b)

$$m = m_1 = 10 \text{ kg/m}, \quad E = 2 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ \bar{I}_0 = 2.78 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4, \quad G_1 = 1.6 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ G_2 = 1.4 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \quad G_3 = 1.3 \cdot 10^{11} \text{ MN/m}^2, \\ l = 2.5 \text{ m}$$

Рис. 2.18. Зміна амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс на першій частоті поперечних коливань

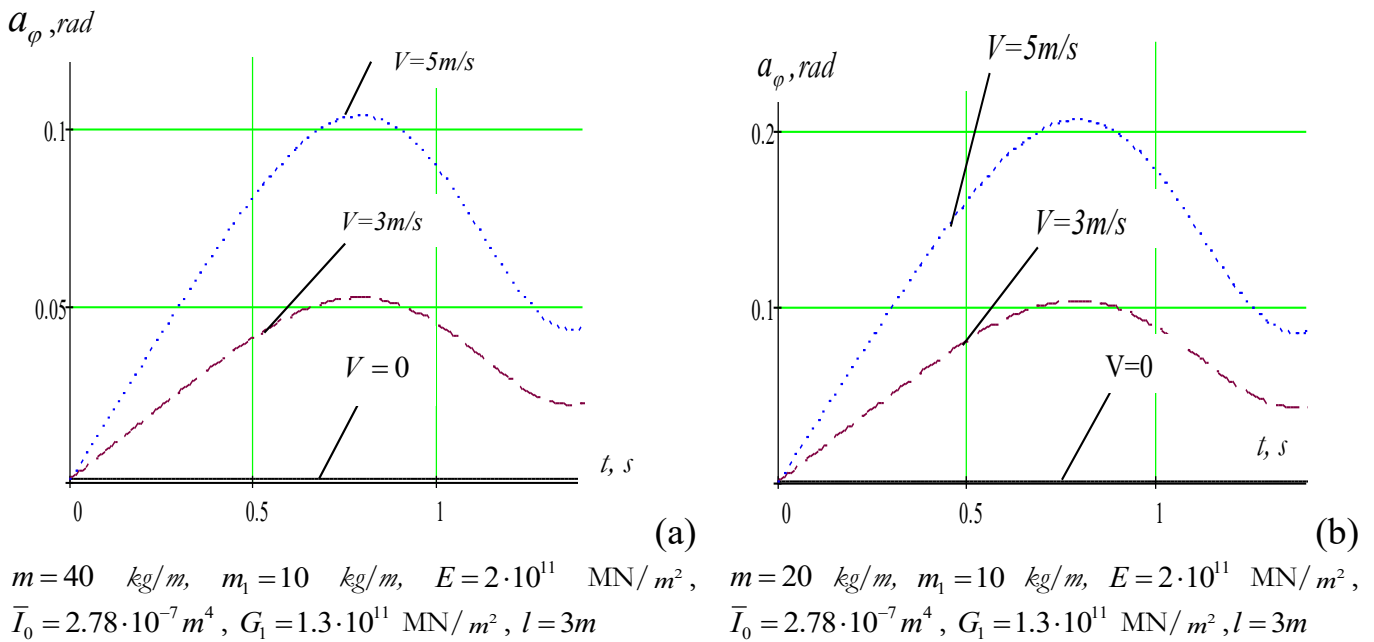


Рис. 2.19. Зміна амплітуди крутильних коливань робочого гвинта при переході через резонанс на другій частоті поперечних коливань

Отримано аналітичні залежності згинних коливань робочого органу багатофункціонального конвеєра із урахуванням кутової швидкості його обертання та руху вздовж нього непружного середовища.

На її базі отримано аналітичні співвідношення, які описують закони зміни визначальних параметрів його коливань як для нерезонансного, так і для резонансного випадків. Встановлено, що амплітуда переходу через резонанс значною мірою залежить від відносної кількості руху середовища та швидкості переходу через резонанс.

## 2.6 Висновок

1. Вперше розроблено багатоваріантну структуру конструктивних та функціональних можливостей реалізації розширення технологічних можливостей ГТМ, які вдосконалюються з використанням  $3^x$  ієрархічних рівнів. Розроблена ієрархічна модель технологічної системи “Гвинтовий конвеєр”, яка в процесі синтезу генерує множину можливостей альтернатив для

кожного з трьох ієрархічних рівнів. Для їх дослідження спроектовано гамма-гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями.

2. Приведено методику розрахунку похилих середньошвидкохідних гвинтових конвеєрів, які в граничних режимах призводять до інтенсивного перемішування вантажу і працюють як ефективні змішувачі. Виведені залежності для визначення кінематичних та експлуатаційних параметрів, що забезпечують стабільну роботу таких змішувачів.

3. Теоретично обґрунтовано технологічний процес транспортування і змішування сипких матеріалів конусоподібного гвинтового конвеєра. Виведено аналітичні залежності для визначення зміни зовнішнього радіуса шнека  $R$  та внутрішнього радіуса кожуха, при якій початковий радіус шнека  $R_0$  зростає на величину  $\Delta R$  на кожному наступному витку. Встановлено, що приріст  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку конусоподібного гвинтового конвеєра суттєво впливає на збільшення швидкості вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування. Зокрема при збільшенні приросту  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку від 1 мм до 5 мм призводить до зростання швидкості вантажу від 1,28 рази до 2,44 рази.

4. На основі отриманих розрахункових та побудованих графічних залежностей показують, що для резонансного випадку:

- амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості від 2 до 5 м/с при наступних значеннях параметрів  $m = 15 \text{ кг/м}$ ,  $m_1 = 10 \text{ кг/м}$ , спричиняє збільшення амплітуди перереходу через головний резонанс на 17%, а при  $m = 30 \text{ кг/м}$ ,  $m_1 = 10 \text{ кг/м}$ , - на 54%;

- збільшення погонної маси оброблювального середовища за незмінної відносної швидкості його руху спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс. Збільшення погонної маси від 25 кг/м до 40 кг/м при відносній швидкості його руху 4 м/с спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс на 61%;

- за однакових кількостей відносного руху оброблювального середовища амплітуда переходу через головний резонанс є більшою за умови менших відносних швидкостей руху оброблювального руху;

- швидкість переходу через головний резонанс значною мірою впливає на величину резонансної амплітуди, причому для більших швидкостей переходу через резонанс амплітуда є меншою;

- у нерезонансного випадку, то швидкість затухання амплітуди поперечних коливань є більшою для більших кількостей руху середовища.

5. На базі розробленої методики дослідження крутильних коливань гвинтового робочого шнекового транспортера із урахуванням його поперечних коливань та руху вздовж нього суцільного потоку оброблювального середовища встановлено:

➤ стала кутова швидкість обертання гвинтового робочого органу зменшує частоту власних згинних коливань гвинтового робочого органу;

➤ відносне переміщення оброблювального середовища вздовж гвинтового робочого органу який обертається і здійснює поперечні коливання спричиняє додаткову дію на останній у вигляді періодичного крутного моменту;

➤ для крутильних коливань гвинтового робочого органу можливі резонанси на першій основній та другій частоті згинних коливань робочого органу та на частоті зовнішнього періодичного збурення;

➤ амплітуда переходу через резонанс на основній частоті згинних коливань приймає менше значення для гвинтових робочих органів із більшою жорсткістю на кручення;

➤ амплітуда переходу через резонанс на другій частоті згинних коливань для більших значень кількості відносного руху оброблювального середовища приймає більше значення;

➤ амплітуда крутильних коливань при “швидкому” переході через резонанс на частоті зовнішнього чи внутрішнього збурення є меншою ніж при “повільному”.

## РОЗДІЛ 3

### ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

#### 3.1. Програма експериментальних досліджень

Відповідно до завдань кваліфікаційної роботи з метою перевірки ефективності транспортування та змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром, спроектованим на основі вибраних варіантів морфологічного синтезу у другому розділі, проведено декілька експериментальних досліджень.

До програми експериментальних досліджень включено такі етапи:

- проектування та виготовлення лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та конусними шнеками із змінним кроком витків для переміщення і змішування матеріалів та із спеціальними конусними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування;

- проведення лабораторних досліджень з встановленням закономірностей зміни потужності приводу обертання конусного шнека, продуктивності гвинтових конвеєрів із вказаними шнеками та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  при транспортуванні зерен пшениці та гороху;

- проведення лабораторних досліджень з встановленням закономірностей зміни потужності приводу, продуктивності та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними гофрованими шнеками із змінним кроком витків від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку гофрованого шнека на кожному



послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ ;

- виведення та перевірка адекватності рівнянь регресії у кодованих та натуральних величинах залежності досліджуваних параметрів багатофункціонального гвинтового конвеєра від вихідних незалежних змінних факторів;

- перевірка працездатності конструкції багатофункціонального гвинтового конвеєра в умовах реального виробництва.

### **3.2. Лабораторна установка багатофункціонального гвинтового конвеєра для проведення експериментальних досліджень**

Метою лабораторної установки є підвищення ефективності транспортування та перемішування сипких матеріалів шляхом виконання шнекового транспортер-змішувач конічного типу з регульованими отворами просипання у вигляді транспортної труби з гвинтовим робочим органом, завантажувальним і розвантажувальним елементами.

Шнековий транспортер змішувач конічного типу (рис. 3.1) з регульованими отворами просипання виконано у вигляді конусної транспортної труби 4, в якій на валу 5 закріплено стрічковий конусний гвинтовий робочий орган 10 з отворами 11. Також на валу 5 розміщено з можливістю колового повертання додатковий стрічковий конусний гвинтовий робочий орган 13 з регульовальними отворами 14, який кріпиться відомим способом, наприклад гвинтами 12, з можливістю зміни положення до стрічкового конусного гвинтового робочого органу 10 з отворами 11. Конусна транспортна труба 4 з однієї сторони закріплена на рухомій плиті 6, а з іншої на регульовальній опорі 8.

Також на рухомій плиті 6 закріплено привід 1, який через муфту 2 з'єднано з валом 5 стрічкового конусного гвинтового робочого органу 10 з отворами 11. Рухому плиту 6 і регульовальну опору 8 встановлено з можливістю кутового зміщення  $\alpha$  на стаціонарній плиті 9. У крайній верхній частині конусної

транспортної труби 4 зі сторони меншого її діаметра встановлено роздільний завантажувальний бункер 3, а у крайній нижній частині транспортної труби 4 зі сторони її більшого діаметра встановлено розвантажувальний патрубок 7.

Робота шнекового транспортера змішувача конічного типу з регульованими отворами просипання здійснюється наступним чином. В роздільний завантажувальний бункер 3 засипають необхідні для транспортування та змішування сипкі матеріали у відповідних пропорціях і вмикають привід 1, який приводить через вал 5 в рух стрічковий конусний гвинтовий робочий орган 10.

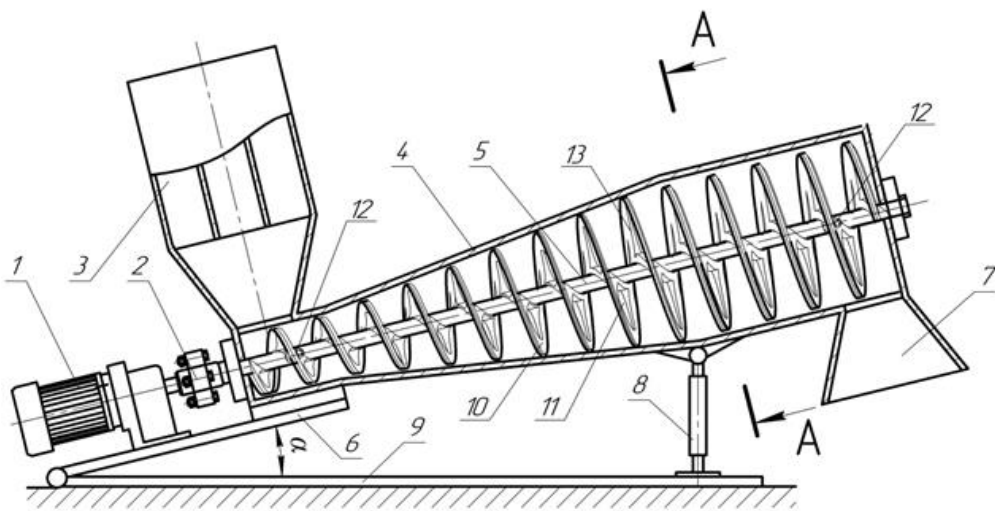


Рис. 3.1. Шнековий змішувач з регульованими отворами просипання [154]

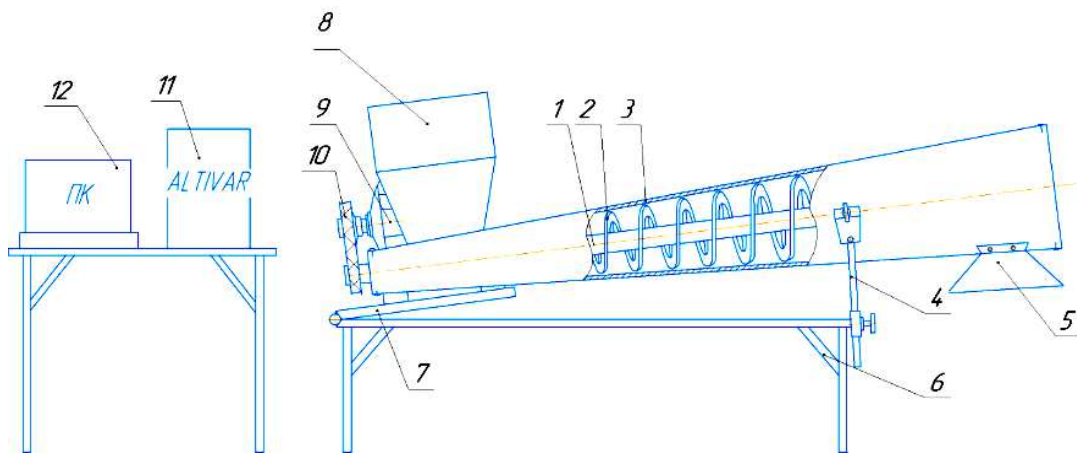
Під дією стрічкового конусного гвинтового робочого органу 10 сипкий матеріал транспортується до розвантажувального патрубка 7, з якого вивантажується. Під час транспортування стрічковим конусним гвинтовим робочим органом 10 сипкі матеріали пересипаються через виконані у ньому отвори 11, інтенсивно змішуючись. З метою покращення транспортування та змішування матеріалів проводиться часткове перекривання у різних положеннях отворів 11 стрічкового конусного гвинтового робочого органу 10 додатковим стрічковим конусним гвинтовим робочим органом 13 з регульовальними отворами 14, за рахунок його відносного провертання по відношенню до стрічкового конусного гвинтового робочого органу 10 і зміни

величини отворів просипання 11. Потрібна висота підйому матеріалу для підвищення ефективності змішування регулюється регулювальною опорою 8.

Конструкція лабораторної установки (рис. 3.2) включає гвинтовий транспортер-змішувач конічного типу, який приводиться в рух з персонального комп'ютера (ПК) через перетворювач частоти (серії Altivar), що приводиться в рух трьохфазним асинхронним електродвигуном (АИР90L4У3).



а)



б)

Рис. 3.2. Експериментальна установка для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу: а – установка; б – конструктивна схема; 1 – вал шнека; 2 – стрічкова спіраль із наростаючим зазором між валом і шнеком; 3 – конічний кожух; 4 – механізм регулювання висоти перевантаження; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – рама; 7 – рухомий стіл; 8 – бункер; 9 – електропривод; 10 – пасова передача; 11 – перетворювач частоти обертання приводу; 12 – персональний комп'ютер; 13 – акселерометр ДН-3-М1; 14) – акселерометр ДН-4-М1

### **3.3. Обладнання для проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу**

Для проведення експериментальних досліджень з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень і уточнення відповідних параметрів гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу було спроектовано та виготовлено ряд експериментальних установок і стендів [117].

Робочий термінал перетворювача частоти дозволяв відображати його характеристики, електричні величини, робочі параметри і несправності; змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі за допомогою клавіатури після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу. ПЧ забезпечував три режими роботи: транспортування, загальний режим чи режим із змінним моментом.

Програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0 [83] дозволяє:

- вибрати тип пристрою, його схемну конфігурацію і ввести параметри двигуна;
- змінити налаштування параметрів (в т.ч. не маючи доступу до пристрою);
- перепризначити і сконфігурувати входи і виходи;
- переглянути та роздрукувати список параметрів, їх можливих і вибраних значень, а також значень за умовчанням;
- зберегти необмежену кількість конфігурацій параметрів на диску у вигляді файлу;
- передати налаштування в пристрій або отримати інформацію про поточні настройки від пристрою;
- управляти пристроєм від ПК за допомогою віртуальних кнопок, аналогічних кнопок на робочому терміналі;
- візуалізувати внутрішні змінні сигнали за допомогою віртуальних вимірювальних приладів або віртуального осцилографа;
- експортувати список налаштувань в інші програми;

- конвертувати файли налаштувань попередніх версій PowerSuite.

Панель управління (рис. 3.3) призначена для управління ПЧ в режимі Connected, а також для імітації управління в режимі Simulated. Після активізації панелі (перемикач Command) вона дозволяє задавати напрямок обертання (перемикач Rotation) і частоту (Frequency reference); давати команди Пуск (кнопка Test run) і Стоп (кнопка Test stop).

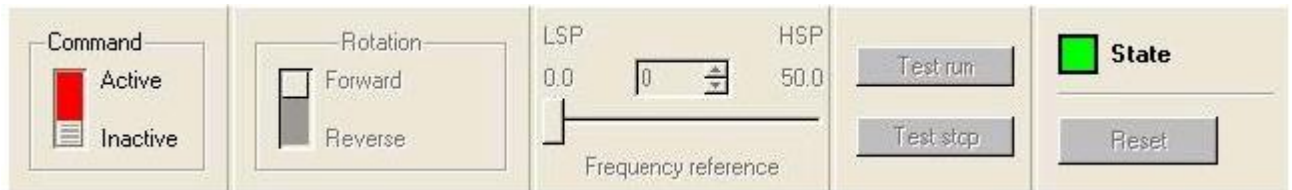


Рис. 3.3. Панель управління двигуном

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа викликається з вікна конфігурації кнопкою Scope і воно фактично є одним з видів вікна конфігурації (рис. 3.4).

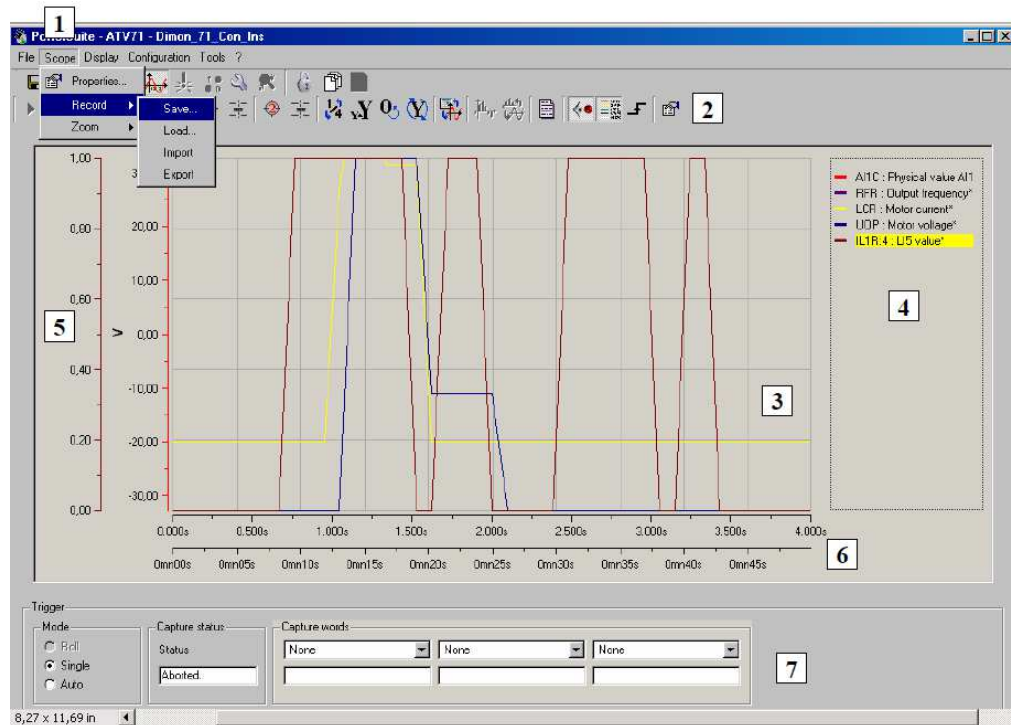


Рис. 3.4. Вікно осцилографа

При дослідженні продуктивності транспортування сипких вантажів ГК

використовувались спеціальні стенди, прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових і технологічних параметрів.

Для проведення експериментальних досліджень продуктивності та змішування використовувався стенд (рис. 3.5) з комбінованим гвинтовим робочим органом конічного типу, а саме жорсткий ГК (рис. 3.6) з гофрованим гвинтовим робочим органом (ГРО) (рис. 3.7)

Для проведення експериментальних досліджень транспортування та змішування використано універсальну вимірювальну систему (рис 3.8) та акселерометри (рис. 3.9), які призначені для визначення динамічних навантажень.

Певним чином універсальність даної системи полягає в тому, що вона може виконувати роль автономного багатоканального реєстратора із 323 живленням від наявного акумулятора енергозасобу досліджуваної експериментальної установки в якості вимірювальної системи на базі портативного комп'ютера, а також її можна використовувати як стаціонарну систему, а живлення забезпечити від мережі 220 В.



Рис. 3.5. Загальний вигляд лабораторної установки

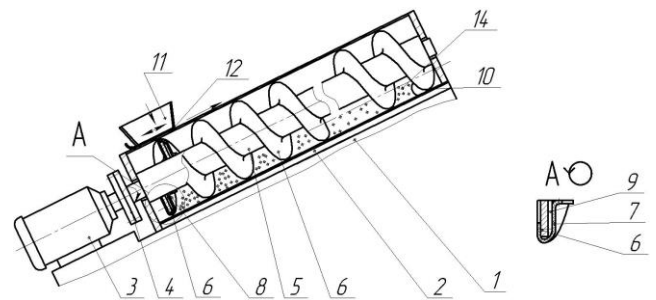


Рис. 3.6. Схема жорсткого ГК

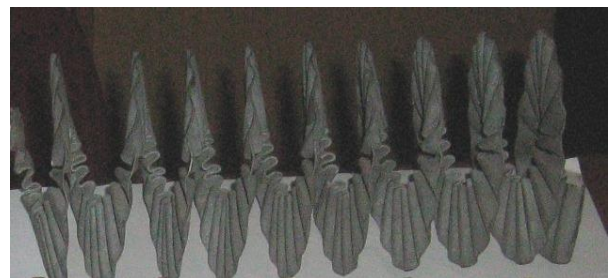


Рис. 3.7. Гофрований ГРО

В основі даної універсальної вимірювальної системи є крейт системи LTC-26, фірми L-Card з LPT крейт-контролером, модулем аналогово-цифрового перетворення та комутатором. Основні технічні дані універсальної системи: загальне число вимірювальних каналів – 8; число універсальних вимірювальних каналів – 5; число вібровимірювальних каналів – 2; число каналів вимірювання кутової швидкості – 1; результати вимірювань фіксуються у вигляді 12-бітових кодів; частота дискретизації може задаватися в межах від 1 Гц до 2 кГц (на канал); час реєстрації інформації в автономному режимі роботи при максимальній частоті дискретизації складає 52 хвилини.



Рис. 3.8. Універсальна вимірювальна система



а)



б)

Рис. 3.9. Акселерометри: а) - - ДН-3-М1; б)-- ДН-4-М1

Технічна характеристика універсальних вимірювальних каналів та вібровимірювальних каналів приведені в табл. 3.1 та табл. 3.2

Таблиця 3.1

Технічна характеристика універсальних вимірювальних каналів

№ п/п	Найменування і розмірність параметрів	Значення параметрів
1	Число універсальних вимірювальних каналів	5
У режимі роботи з мостовими схемами		
2	Тип датчиків: тензорезистори, опором, Ом (номінальний опір), Ом	50÷400 200
3	Схема включення тензорезисторів	Міст, півміст, чвертьміст
4	Живлення тензомостів напругою постійного струму, В	±0,5; ± 2,0
5	Струм живлення тензомостів, не більше, мА	10
6	Живлення тензомостів	Роздільне по кожному каналу із захистом від к.з.
7	Тип лінії зв'язку	3-х дротяна; кожна жила в екрані
8	Коефіцієнт підсилення в режимі роботи з тензорезисторами	100x 1;2;4;8;16;32;64; 128
9	Номінальні діапазони вимірювання розбалансів опорів тензомоста, $\Delta R/R$ , при напрузі живлення ± 2,0 В (відн. одиниць * 10 <sup>-3</sup> )	100; 50; 25; 12,5; 6,25; 3,12; 1,56; 0,78; 0,39
10	Режим вимірювань	Статодинаміка
11	Частотний діапазон, Гц	0÷1000
12	Початкове балансування тензомоста по вхідному сигналу з точністю мкВ, не менше	±1
13	Діапазон початкового балансування тензомостів, приведений до номінального опорю тензорезистора, %	2
14	Температурний дрейф нуля, не більше, мкВ/°С	±1
15	Часовий дрейф напруги зсуву нуля після 20 хв прогрівання, протягом 3-ї год, не більше, мкВ/°С	10



Продовження таблиці 3.1

16	Температурна нестабільність коефіцієнта передачі, не більше (відн. одиниць $\cdot 10^{-6}$ )/ $^{\circ}\text{C}$	20
17	Основна похибка каналу, %	$\pm 0,2$
18	Рівень шумів (скз), приведений до входу вимірювального каналу тензомоста в смузі 0,1 Гц ... 1,5 кГц, не більше, мкВ	1,5
У режимі роботи з схемами потенціометрів		
19	Режим нормуючого підсилювача: - реохордні датчики, Ом - максимальна вхідна напруга, В; - коефіцієнт підсилення; - частотний діапазон, Гц	500...10000 $\pm 5$ 1,2,4,8,16,32,64 0÷20000
20	Живлення датчиків напругою постійного струму, В Струм живлення датчиків, не більше, мА	$\pm 2,0$ ; $\pm 5,0$ 10
21	Діапазон компенсації можливого зсуву нуля, В	$\pm 5$
22	Температурний дрейф нуля, не більше, мкВ/ $^{\circ}\text{C}$	$\pm 10$
Можливості фільтрації		
23	Частоти зрізу ФНЧ, Гц	4;8;16;20;32;40; 64; 80;128
24	Згасання, дБ/окт	18
25	Нерівномірність АЧХ ФНЧ в смузі пропускання, %, не більше	2

Таблиця 3.2

## Технічні характеристики вібровимірювальних каналів

№ п/п	Найменування і розмірність параметрів	Значення параметрів
1	Кількість каналів	2
2	Тип датчиків	П'єзоелектричні акселерометри ДН-3-М1, ДН-4-М1 (або аналогічні)
3	Чутливість датчиків, мВ·с <sup>2</sup> /м - ДН-4-М1 - ДН-3-М1	1 10,2
4	Діапазон частот, Гц - з датчиком ДН-3-М1 - з датчиком ДН-4-М1	0,1...4800 0,1...12500

### **3.4. Методика проведення експериментальних досліджень для визначення потужності приводу та продуктивності багатofункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів а також коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів**

В межах окреслених завдань дисертаційної роботи на основі попередньо проведених теоретичних досліджень, здійсненого синтезу та аналізу одержаних конструкцій гвинтових конвеєрів, їх проектування, виготовлення та застосування а також наявного вимірювального устаткування визначено основні змінні вихідні конструктивні та технологічні фактори, що впливають на процеси транспортування та змішування сипких матеріалів запропонованим новим багатofункціональним гвинтовим конвеєром.

Перед початком виконання експериментів для можливості одночасного варіювання трьох змінних конструктивних та технологічних факторів на декількох рівнях застосовано планування послідовності проведення досліджень на основі відомих математичних методів з попередніми розрахунками та прикладним програмним забезпеченням. Це надало можливість комбінувати різні фактори та їх рівні із загальною кількістю дослідів 27 для кожного досліджуваного технологічного параметру багатofункціонального гвинтового конвеєра.

Послідовність виконання спланованих досліджень визначали за допомогою генерування випадкових чисел на прикладному програмному забезпеченні, що дозволяло усунути випадкові похибки, пов'язані із впливом зовнішніх факторів, які впливають на точність результатів. Усі результати піддавались статистичному опрацюванню, після цього визначались коефіцієнти рівнянь регресії, їх значущість, а також адекватність одержаних емпіричних залежностей в цілому.

Для проведення експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено спеціальну установку, у склад якої включено

багатофункціональний гвинтовий конвеєр із змінними конусними кожухами та шнеками із змінним кроком витків для переміщення матеріалів та із спеціальними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування. Установку представлено в підрозділі 3.2.

Для визначення впливу основних досліджуваних параметрів (незалежних факторів  $x_i$ ) на процес транспортування сипких матеріалів [66-68] багатофункціональним гвинтовим конвеєром, зокрема на потужність приводу обертання конусного шнека із змінним кроком витків, продуктивність гвинтового конвеєра із вказаними шнеком, коефіцієнт неоднорідності змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами із гофрованими шнеками під час транспортування пшениці, гороху та суміші пшениці із горохом (параметри оптимізації  $P$ ,  $Q$ ,  $K$ ) проведено повнофакторні експерименти із визначенням величини потужності приводу обертання конусного шнека, продуктивності гвинтових конвеєрів із вказаними шнеками та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , тобто  $P=f(\Delta T, \alpha, n)$ ,  $Q=f(\Delta T, \alpha, n)$ ,  $K=f(\Delta T, \alpha, n)$  та потужності приводу, продуктивності і коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними гофрованими шнеками від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ , тобто  $P=f(\Delta T, A, n_1)$ ,  $Q=f(\Delta T, A, n_1)$ ,  $K=f(\Delta T, A, n_1)$ .

Після вибору основних змінних факторів здійснено вибір меж їх варіювання. Початковий мінімальний діаметр  $D_0$  конусного шнека із змінним кроком витків в зоні завантаження із бункера становив 0,102 м, довжина  $L$  робочої частини конусного шнека - 1,4 м. Початковий мінімальний крок  $T_0$  витків конусного шнека в зоні завантаження із бункера - 0,08 м.

Кількість робочих витків на шнеку із змінним кроком витків визначено за формулою:

$$i = \frac{\Delta T - 2T_0 + \sqrt{(2T_0 - \Delta T)^2 + 8\Delta TL}}{2\Delta T}, \quad (3.1)$$

де  $\Delta T$  – величина збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку.

Максимальний крок конусного шнека на останньому витку:

$$T_{\max} = T_0 + \Delta T(i - 1). \quad (3.2)$$

Максимальний діаметр конусного шнека на останньому витку:

$$D_{\max} = D_0 + 2L \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.3)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу твірної конусної поверхні шнека.

Після розрахунків, проектування та виготовлення гвинтових конвеєрів встановлено такі межі варіювання вхідних факторів:

- величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T = 0,004 \text{ м} - 0,01 \text{ м}$ ;
- кут нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha = 1^\circ - 2^\circ$ ;
- частота обертання конусного шнека  $n = 200 \text{ об/хв} - 500 \text{ об/хв}$ ;
- висота гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A = 0,004 \text{ м} - 0,012 \text{ м}$ ;
- частота обертання гофрованого шнека  $n_1 = 70 \text{ об/хв} - 270 \text{ об/хв}$ .

Визначено основні конструктивні параметри конусного шнека:

- для нижнього рівня варіювання факторів експерименту: максимальний крок конусного шнека на останньому витку  $T_{\max} = 0,129 \text{ м}$ , максимальний діаметр конусного шнека  $D_{\max} = 0,151 \text{ м}$ , кількість витків  $i = 13,37$ ;
- для нульового рівня варіювання факторів експерименту: максимальний крок конусного шнека на останньому витку  $T_{\max} = 0,156 \text{ м}$ , максимальний

діаметр конусного шнека  $D_{\max}=0,175$  м, кількість витків  $i=11,86$ ;

- для верхнього рівня варіювання факторів експерименту: максимальний крок конусного шнека на останньому витку  $T_{\max}=0,178$  м, максимальний діаметр конусного шнека  $D_{\max}=0,2$  м, кількість витків  $i=10,84$ .

Всього виготовлено 18 різних варіантів конусних шнеків.

Для переходу до єдиної системи розрахунків та виведення рівнянь регресії виконано перетворення дійсних значень вхідних змінних факторів з різними розмірностями у кодовані величини. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повного факторного експерименту (ПФЕ  $3^3$ ) у додатку Б.

Під час транспортування сипкого матеріалу відбувалось вимірювання потужності приводу обертання конусних шнеків з одночасним фіксуванням продуктивності транспортування. Для визначення коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними і гофрованими шнеками відбирались проби матеріалу та їх дослідження за стандартними методиками. Результати кожного із етапів експериментів заносились у план-матриці кожного із експериментів. Ці результати піддавались статистичній обробці, використовуючи кореляційний та регресійний аналіз за відомими методиками [69, 87] із використанням програмного забезпечення. В результаті одержано рівняння регресії досліджуваних параметрів гвинтових конвеєрів.

Незалежні фактори  $\Delta T$ ,  $\alpha$ ,  $n$ ,  $A$ ,  $n_1$  є неоднорідними з різним впливом на потужність  $P$  приводу обертання конусного шнека, продуктивність  $Q$  гвинтових конвеєрів із вказаними шнеками, коефіцієнт неоднорідності  $K$  змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними гофрованими шнеками, тому приведено їх кодування до єдиної системи.

Взаємозв'язок між кодованими  $x_i$  та натуральними  $X_i$  величинами вхідних факторів експерименту [69, 87]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{0i}}{\Delta X_i}, \quad (3.4)$$

де  $X_{0i}$  -  $i$ -й фактор нульового рівня (натуральна величина);

$\Delta X_i$  - інтервал варіювання.

Визначено  $i$ -й фактор нульового рівня (натуральна величина) за формулою [69, 87]:

$$X_{0i} = \frac{X_{i\max} + X_{i\min}}{2}, \quad (3.5)$$

де  $X_{i\max}$  - максимальне значення фактору;

$X_{i\min}$  - мінімальне значення фактору.

Інтервал варіювання фактора [69, 87]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2}. \quad (3.6)$$

За формулою (3.5) знайдено нульові рівні факторів:

- для величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку

$\Delta T$ :

$$X_{01} = X_{04} = \frac{0,01 + 0,004}{2} = 0,007 \text{ (м)}; \quad (3.7)$$

- для кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ :

$$X_{02} = \frac{1 + 2}{2} = 1,5 \text{ (град)}; \quad (3.8)$$

- для частоти обертання конусного шнека  $n$ :

$$X_{03} = \frac{200 + 500}{2} = 350 \text{ (об/хв)}. \quad (3.9)$$

- для висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ :

$$X_{05} = \frac{0,004 + 0,012}{2} = 0,008 \text{ (м)}. \quad (3.10)$$

- для частоти обертання конусного шнека  $n_1$ :

$$X_{06} = \frac{70 + 270}{2} = 170 \text{ (об/хв)}. \quad (3.11)$$

Інтервали варіювання факторів та їх кодовані значення (3.4):

$$\Delta X_1 = \Delta X_4 = \frac{0,01 - 0,004}{2} = 0,003 \text{ (м)}; \quad x_1 = x_4 = \frac{\Delta T - 0,007}{0,003}; \quad (3.12)$$

$$\Delta X_2 = \frac{2 - 1}{2} = 0,5 \text{ (град)}; \quad x_2 = \frac{\alpha - 1,5}{0,5}; \quad (3.13)$$

$$\Delta X_3 = \frac{500 - 200}{2} = 150 \text{ (об/хв)}; \quad x_3 = \frac{n - 350}{150}; \quad (3.14)$$

$$\Delta X_5 = \frac{0,012 - 0,004}{2} = 0,004 \text{ (м)}; \quad x_5 = \frac{A - 0,008}{0,004}; \quad (3.15)$$

$$\Delta X_6 = \frac{270 - 70}{2} = 100 \text{ (об/хв)}; \quad x_6 = \frac{n_1 - 170}{100}. \quad (3.16)$$

Аналіз результатів попередніх експериментальних досліджень привів до висновку, що залежність досліджуваних параметрів транспортування та змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром доцільно описати рівняннями регресії другого порядку [7, 69]:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 \cdot x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (3.17)$$

де  $\hat{y}$  - досліджуваний параметр транспортування та змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$  – коефіцієнти рівняння регресії;

$x_1, x_2, x_3$  – незалежні фактори у кодованих величинах.

На основі вибраних змінних факторів, рівнів їх варіювання та проведеного розрахунку за формулами (3.4) – (3.16) сформовано таблицю 3.3 при дослідженні потужності на приводі, продуктивності та неоднорідності змішування при транспортуванні сипких матеріалів конусним шнеком із змінним кроком витків та таблицю 3.4. при дослідженні потужності на приводі, продуктивності та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів конусним гофрованим шнеком із змінним кроком витків.

Коефіцієнти рівняння регресії (3.17) у вигляді полінома другого порядку визначались за відомими методиками та формулами [7]:

$$b_0 = a_1 \cdot \sum_{u=1}^N \bar{y}_u - a_2 \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u ; \quad (3.18)$$

$$b_i = a_3 \cdot \sum_{u=1}^N x_{iu} \cdot \bar{y}_u ; \quad i = 1, 2, 3; \quad (3.19)$$

$$b_{ij} = a_4 \cdot \sum_{u=1}^N x_{iu} \cdot x_{ju} \cdot \bar{y}_u ; \quad 1 \leq i < j \leq k; \quad (3.20)$$

$$b_{ii} = a_5 \cdot \sum x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u - a_6 \cdot \sum \sum x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u - a_7 \cdot \sum \bar{y}_u . \quad (3.21)$$

де  $x_{iu}$  - кодована змінна у стовпці план-матриці;

$\bar{y}_u$  - середній показник  $u$ -го досліджу;

$u$  - номер експерименту;

$i, j, k$  - порядкові номери факторів;

$N$  - кількість експериментів.

$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$  – константи [7,69].

Дисперсія похибки експерименту [7, 69]:



Таблиця 3.3.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні потужності на приводі, продуктивності та неоднорідності змішування при транспортуванні сипких матеріалів конусним шнеком із змінним кроком витків

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Величина збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку	$\Delta T$ , м	$x_1$	0,003	0,01(+1)	0,007(0)	0,004(-1)
Кут нахилу твірної конусної поверхні шнека	$\alpha$ , град.	$x_2$	0,5	2(+1)	1,5(0)	1(-1)
Частота обертання конусного шнека	$n$ , об/хв	$x_3$	150	500(+1)	350(0)	200(-1)

Таблиця 3.4.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні потужності на приводі, продуктивності та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів конусним гофрованим шнеком із змінним кроком витків

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Величина збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку	$\Delta T$ , м	$x_4$	0,003	0,01(+1)	0,007(0)	0,004(-1)
Висота гофр на зовнішньому діаметрі шнека	$A$ , м	$x_5$	0,004	0,012(+1)	0,008(0)	0,004(-1)
Частота обертання гофрованого шнека	$n_1$ , об/хв	$x_6$	100	270(+1)	170(0)	70(-1)

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.22)$$

де  $n$  – кількість повторень одного досліджу.

Дисперсія відтворення експериментів [7, 69]:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.23)$$

Розсіювання значень коефіцієнтів рівняння регресії [7, 69]:

$$S_{b_0}^2 = a_8 \cdot S_y^2; \quad S_{b_i}^2 = a_9 \cdot S_y^2; \quad (3.24)$$

$$S_{b_{ij}}^2 = a_{10} \cdot S_y^2; \quad S_{b_{ii}}^2 = a_{11} \cdot S_y^2, \quad (3.25)$$

де  $a_8, a_9, a_{10}, a_{11}$  – константи [7, 69].

Допустимі варіювання коефіцієнтів рівняння регресії [7, 69]:

$$\Delta b_0 = t_T \cdot S_{b_0}; \quad \Delta b_i = t_T \cdot S_{b_i}; \quad (3.26)$$

$$\Delta b_{ij} = t_T \cdot S_{b_{ij}}; \quad \Delta b_{ii} = t_T \cdot S_{b_{ii}}, \quad (3.27)$$

де  $t_T$  -  $t$ - критерій Стьюдента.

Умова значущості коефіцієнта рівняння регресії:  $|b_i| \geq \Delta b_i$ .

Адекватність визначеного рівняння регресії перевіряли за F- критерієм Фішера [7, 69]:

$$F = \frac{S_H^2}{S_y^2}, \quad (3.28)$$

де  $S_H^2$  - відхилення реальних результатів від визначених за рівнянням регресії.

Відхилення реальних результатів від визначених за рівнянням регресії [7, 69]:

$$S_H^2 = \frac{\sum_{u=1}^N n \cdot (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2}{N - k'}, \quad (3.29)$$

де  $k'$  - кількість коефіцієнтів рівняння регресії.

Табличне значення критерію Фішера  $F_T$ , встановлено при 5 % - му рівні значимості.

Використовуючи одержані результати експериментальних досліджень та рівняння регресії, побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності потужності приводу та продуктивності багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів а також коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів, що представлено у розділі 4.

Якість змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними звичайними і гофрованими шнеками із змінним кроком витків визначали за коефіцієнтом неоднорідності [131], %:

$$K = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (3.30)$$

де  $\bar{c}$  - середньоарифметичний рівень концентрації головного компонента в  $n$  пробах суміші, %;

$c_i$  - концентрація головного компонента в  $i$ -й пробі суміші, %.

Чим нижчий коефіцієнт неоднорідності, тим вища якість процесу змішування сипких матеріалів

### 3.5. Висновки

1. Представлено програму проведення експериментальних досліджень лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та шнеками із змінним кроком витків для переміщення та

змішування матеріалів та із спеціальними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування.

2. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування та змішування сипких матеріалів, а також характеристик механічних ГК в широкому діапазоні частоти обертання, при плавному та різкому пуску, зміні частоти обертання і реверсуванні в процесі досліджень в автоматизованому режимі за допомогою ПЧ серії ALTIVAR 71 та універсальної вимірювальної системи з акселерометрами для визначення динамічних навантажень з отриманням відповідних даних у ПК.

3. Представлено методику проведення повнофакторних експериментів із визначенням величини потужності приводу обертання конусного шнека, продуктивності гвинтових конвеєрів із вказаними шнеками та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , тобто  $P=f(\Delta T, \alpha, n)$ ,  $Q=f(\Delta T, \alpha, n)$ ,  $K=f(\Delta T, \alpha, n)$  та потужності приводу, продуктивності і коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів під час транспортування гвинтовими конвеєрами з конусними гофрованими шнеками від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ , тобто  $P=f(\Delta T, A, n_1)$ ,  $Q=f(\Delta T, A, n_1)$ ,  $K=f(\Delta T, A, n_1)$ .

## РОЗДІЛ 4

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів

На основі методики, представленої у підрозділі 3.3, проведено експериментальні дослідження із застосуванням спроектованого та виготовленого лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та конусними шнеками із змінним кроком витків для переміщення і змішування матеріалів та із спеціальними конусними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування, під час яких встановлювали закономірності зміни продуктивності гвинтових конвеєрів із звичайними конусними шнеками від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  при транспортуванні зерен пшениці, гороху та продуктивності гвинтових конвеєрів із конусними гофрованими шнеками від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ .

Визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.17), використовуючи формули (3.18) – (3.21), які представлено у таблицях 4.1, 4.2.

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності гвинтових конвеєрів із звичайними конусними шнеками від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , тобто  $Q_1=f(\Delta T, \alpha, n)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$Q_{ln(x_1, x_2, x_3)} = 6,544 - 0,18x_1 + 0,53x_2 + 2,114x_3 - 0,015x_1x_2 - 0,04x_1x_3 + 0,175x_2x_3 + 0,023x_1^2 - 0,0067x_2^2 - 0,167x_3^2; \quad (4.1)$$

- для транспортування гороху:

$$Q_{1z(x_1, x_2, x_3)} = 5,726 - 0,157x_1 + 0,464x_2 + 1,85x_3 - 0,013x_1x_2 - 0,035x_1x_3 + 0,153x_2x_3 + 0,02x_1^2 - 0,00588x_2^2 - 0,146x_3^2, \quad (4.2)$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку;  $x_2$  - кодоване значення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека;  $x_3$  - кодоване значення частоти обертання шнека.

Таблиця 4.1

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні продуктивності конвеєрів із звичайними конусними шнеками

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
пшениця	6,544	-0,18	0,53	2,114	-0,015	-0,04	0,175	0,023	-0,0067	-0,167
горох	5,726	-0,157	0,464	1,85	-0,013	-0,035	0,153	0,02	-0,00588	-0,146

Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.1) та (4.2) є значущими відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.1) та (4.2) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування пшениці:

$$Q_{ln(\Delta T, \alpha, n)} = 0,499 - 49,66\Delta T + 0,393\alpha + 0,0164n - 10\Delta T\alpha - 0,0889\Delta Tn + 0,00233\alpha n + 2555,55\Delta T^2 - 0,0268\alpha^2 - 7,42 \cdot 10^{-6}n^2; \quad (4.3)$$

- для транспортування гороху:

$$Q_{1z(\Delta T, \alpha, n)} = 0,605 - 67,722\Delta T + 0,345\alpha + 0,01387n - 8,66\Delta T\alpha - 0,00777\Delta Tn + 0,00204\alpha n + 2222,22\Delta T^2 - 0,0235\alpha^2 - 6,49 \cdot 10^{-6}n^2. \quad (4.4)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та

виведених рівнянь регресії (4.3) і (4.4) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності переміщення сипкого матеріалу гвинтовим конвєсором із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.1 – рис. 4.4.

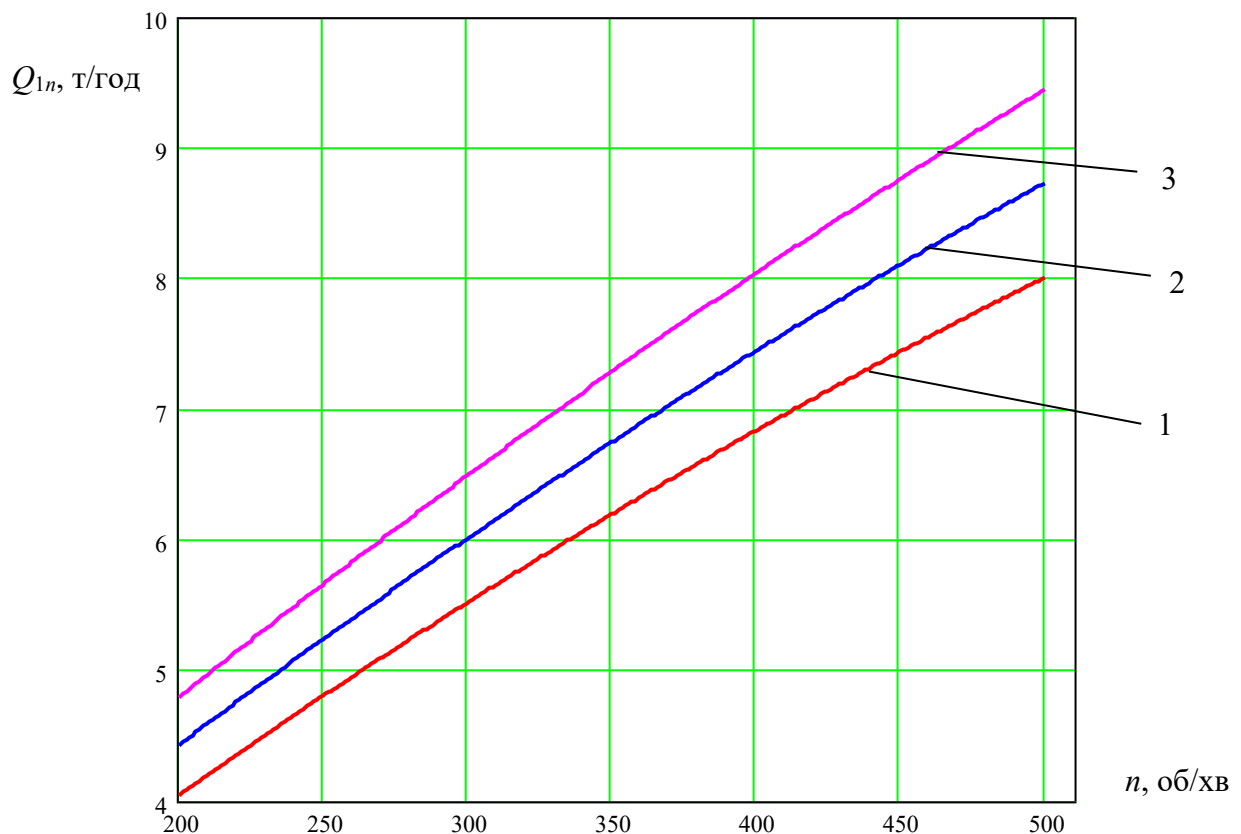


Рис. 4.1. Графіки залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвєсором із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від частоти обертання шнека  $n$  при  $\Delta T = 0,004$  м: 1)  $\alpha = 1$  град; 2)  $\alpha = 1,5$  град; 3)  $\alpha = 2$  град

Аналіз рівнянь регресії (4.1), (4.2) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну продуктивності переміщення сипкого матеріалу гвинтовим конвєсором із звичайними конусними шнеками із змінним кроком витків, є фактор  $x_3(n)$ . Менший вплив має фактор  $x_2(\alpha)$  і найменший - фактор  $x_1(\Delta T)$ . Зростання другого і третього факторів призводить до підвищення продуктивності, а зростання першого – до зменшення продуктивності.

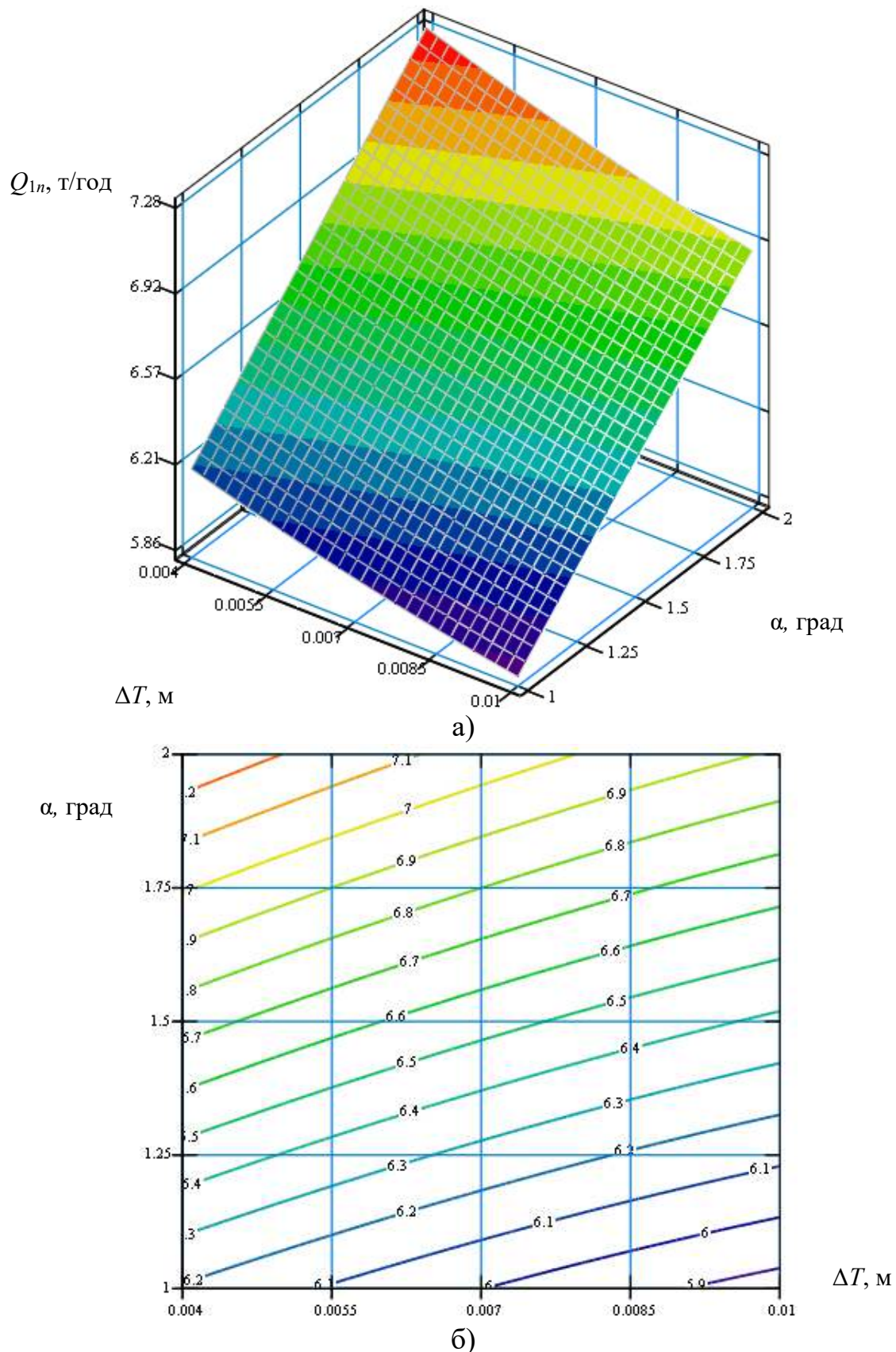


Рис. 4.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  ( $n = 350$  об/хв)



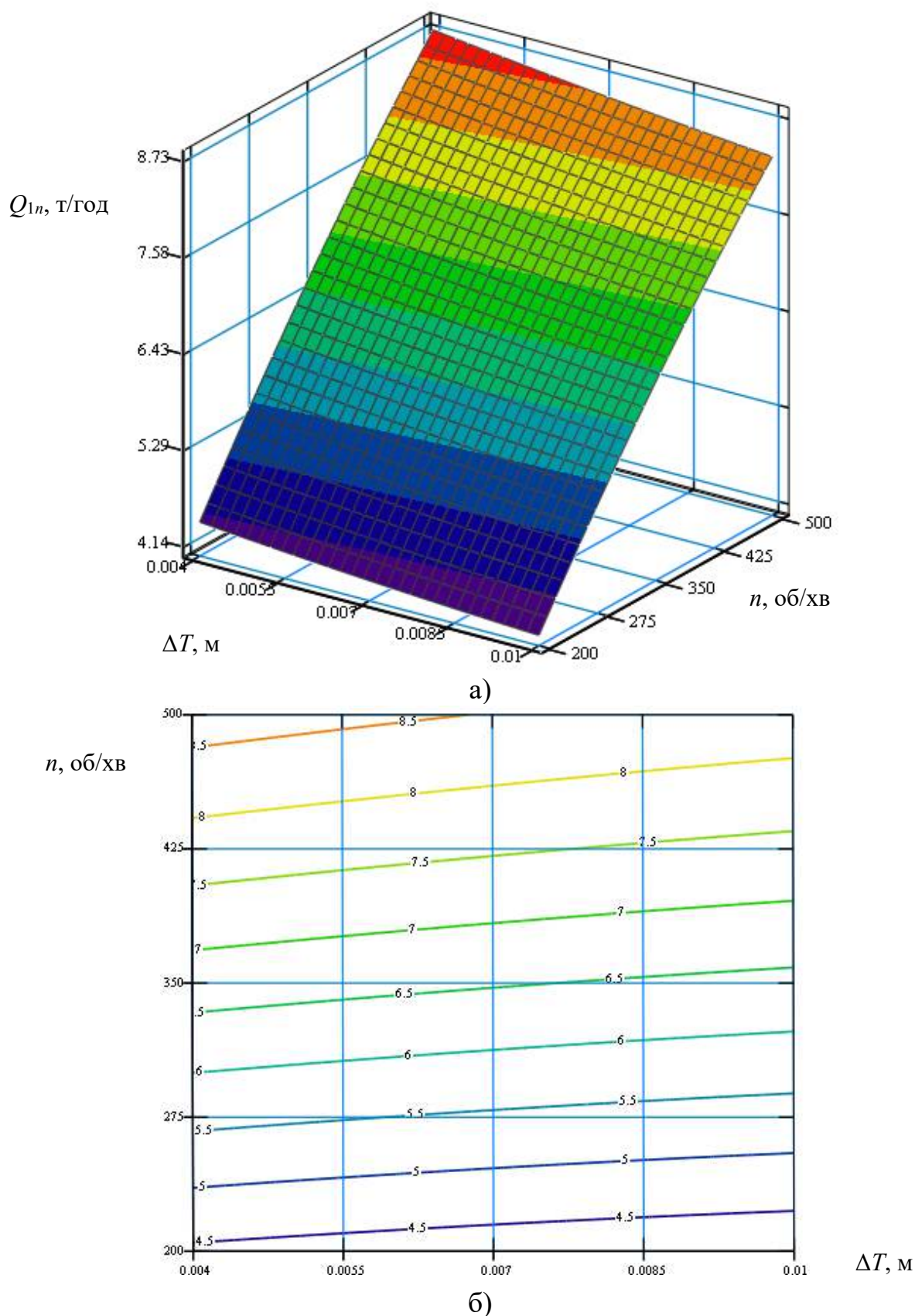


Рис. 4.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\alpha = 1,5$  град)

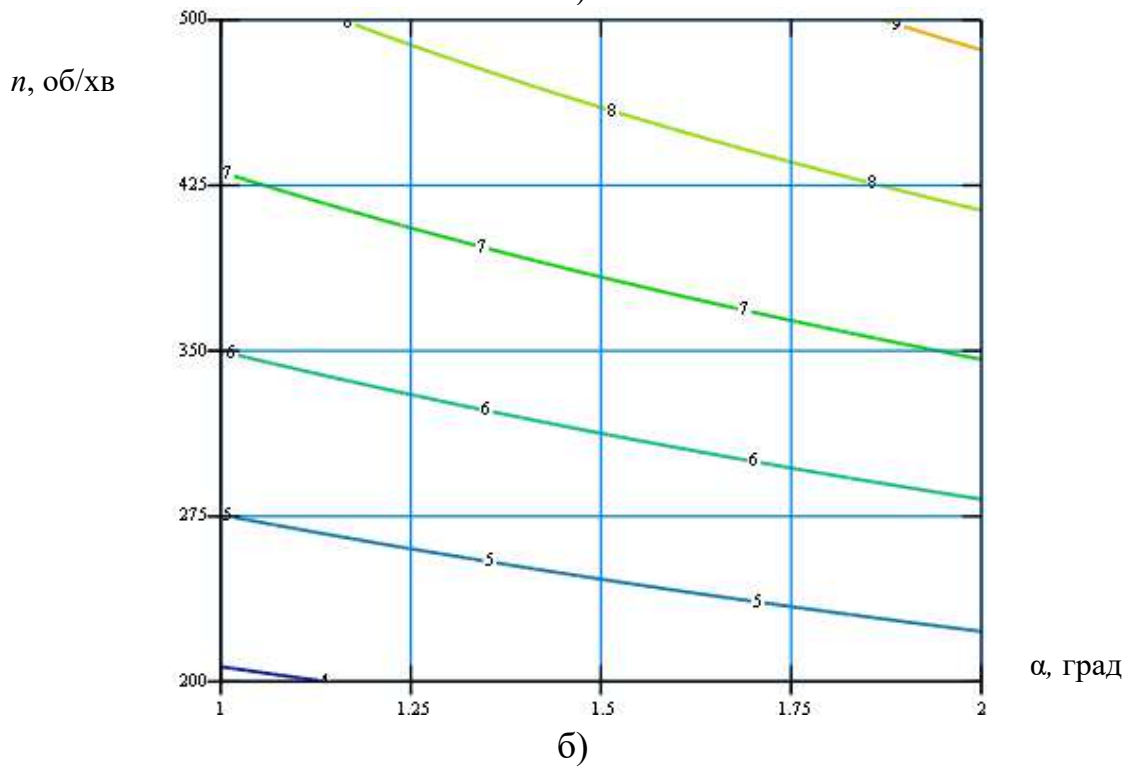
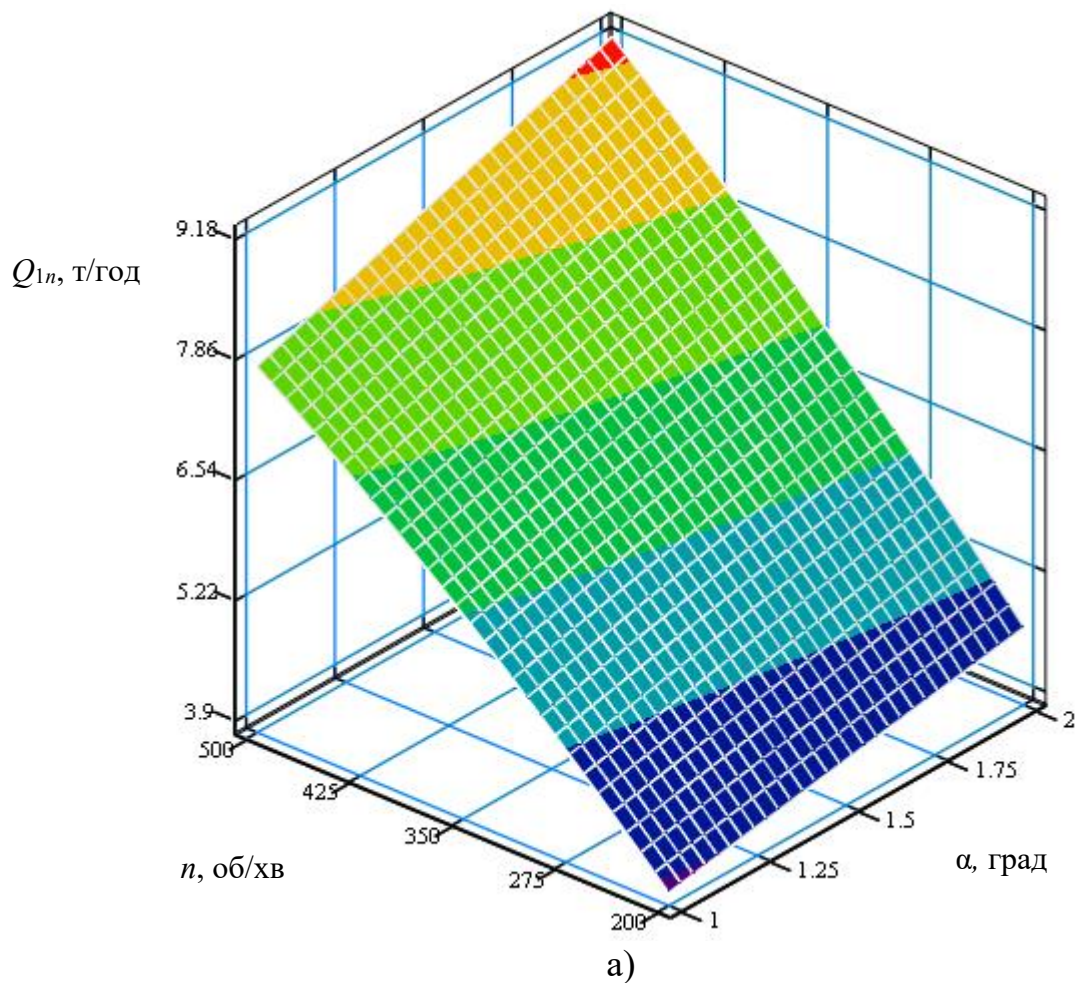


Рис. 4.4. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\Delta T = 0,007$  м)

З рисунків 4.1 - 4.4 та рівнянь регресії (4.3), (4.4) можна зробити висновки, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку продуктивність транспортування сипкого матеріалу зростає. Максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 9,44 т/год., а мінімальна – 3,8 т/год. Максимальна продуктивність під час транспортування гороху складала 8,26 т/год., а мінімальна – 3,32 т/год. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання продуктивності транспортування в 2 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зростання продуктивності в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,07 рази.

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності гвинтових конвеєрів із конусними гофрованими шнеками від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ , тобто  $Q_2 = f(\Delta T, A, n_1)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$Q_{2n(x_1, x_2, x_3)} = 2,839 - 0,147x_1 - 0,347x_2 + 1,687x_3 + 0,00875x_1x_2 - (4.5) \\ - 0,041x_1x_3 + 0,076x_2x_3 + 0,034x_1^2 - 0,046x_2^2 - 0,276x_3^2;$$

- для транспортування гороху:

$$Q_{2c(x_1, x_2, x_3)} = 2,484 - 0,129x_1 - 0,304x_2 + 1,476x_3 + 0,0077x_1x_2 - (4.6) \\ - 0,036x_1x_3 + 0,067x_2x_3 + 0,029x_1^2 - 0,041x_2^2 - 0,242x_3^2,$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному

витку;  $x_2$  - кодоване значення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека;  
 $x_3$  - кодоване значення частоти обертання гофрованого шнека.

Таблиця 4.2

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні продуктивності конвеєрів із гофрованими конусними шнеками

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
пшениця	2,839	-0,147	-0,347	1,687	0,00875	-0,041	0,076	0,034	-0,046	-0,276
горох	2,484	-0,129	-0,304	1,476	0,0077	-0,036	0,067	0,029	-0,041	-0,242

Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.5) та (4.6) є значущими відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.1) та (4.2) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування пшениці:

$$Q_{2n(\Delta T, A, n_1)} = 0,348 - 84,488\Delta T - 78,15A + 0,0257n_1 + 729,166\Delta TA - 0,136\Delta Tn_1 + 0,19An_1 + 3777,78\Delta T^2 - 2875A^2 - 2,76 \cdot 10^{-5}n_1^2; \quad (4.7)$$

- для транспортування гороху:

$$Q_{2g(\Delta T, A, n_1)} = 0,299 - 72,844\Delta T - 67,97A + 0,0249n_1 + 641,66\Delta TA - 0,12\Delta Tn_1 + 0,17An_1 + 3222,22\Delta T^2 - 2562,5A^2 - 2,42 \cdot 10^{-5}n_1^2; \quad (4.8)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.7) і (4.8) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності переміщення сипкого матеріалу гвинтовим конвеєром із гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.5 – рис. 4.8.

Аналіз рівнянь регресії (4.5), (4.6) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну продуктивності переміщення сипкого матеріалу гвинтовим конвеєром із гофрованими конусними шнеками із змінним кроком витків, є фактор  $x_3(n_1)$ . Менший вплив має фактор  $x_2(A)$  і найменший - фактор

$x_1(\Delta T)$ . Зростання третього фактора призводить до підвищення продуктивності, а зростання першого і другого факторів – до зменшення продуктивності.

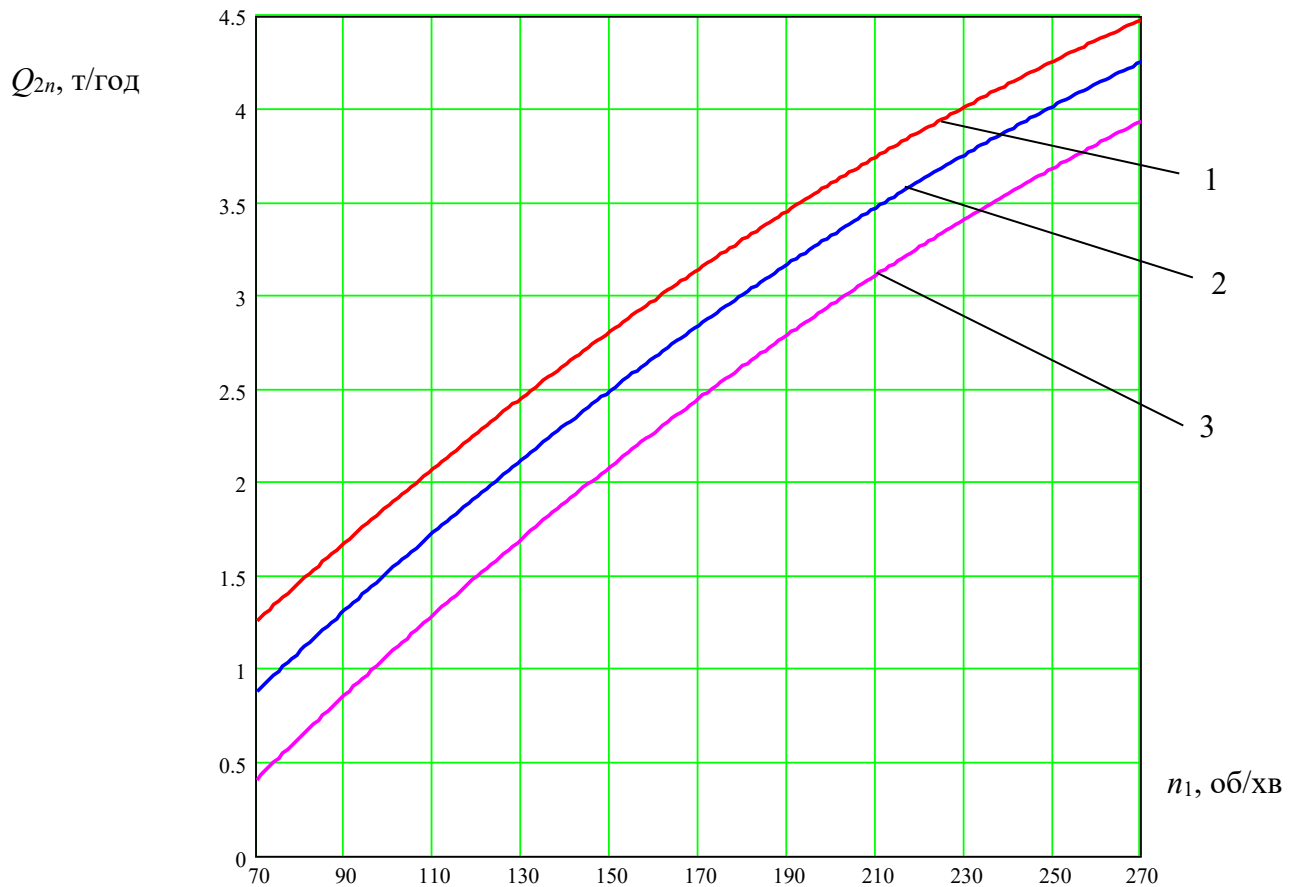


Рис. 4.5. Графіки залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від частоти обертання шнека  $n_1$  при  $\Delta T=0,007$  м: 1)  $A=0,004$  м; 2)  $A=0,008$  м; 3)  $A=0,012$  м

З рисунків 4.5 - 4.8 та рівнянь регресії (4.7), (4.8) можна зробити висновки, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку і висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека продуктивність транспортування сипкого матеріалу зростає. Максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 4,7 т/год., а мінімальна – 0,35 т/год. Максимальна продуктивність під час транспортування гороху складала 4,11 т/год., а мінімальна – 0,31 т/год. Збільшення частоти обертання гофрованого конусного

шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зростання продуктивності транспортування в 3,36 рази.

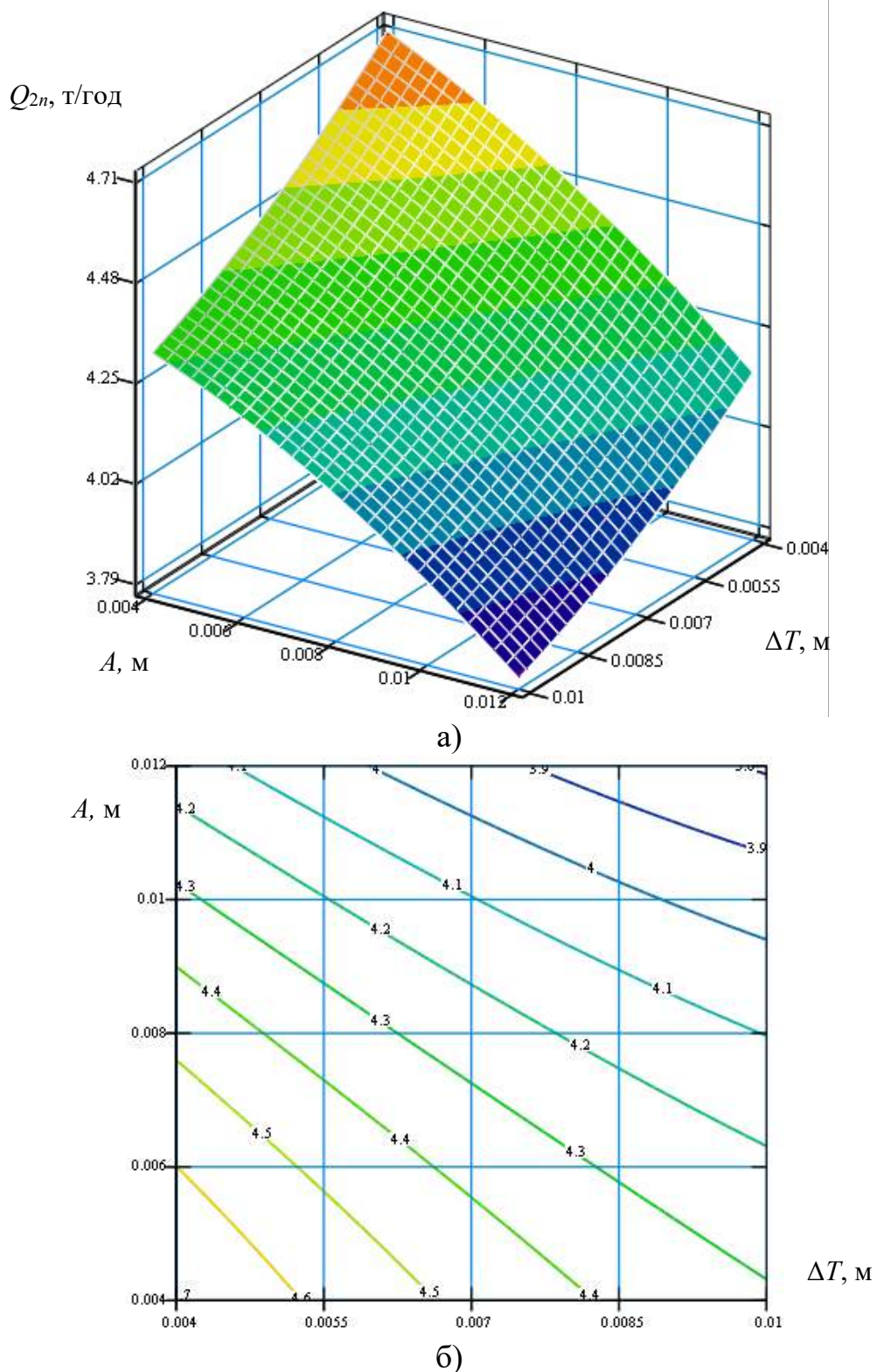


Рис. 4.6. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  ( $n_1 = 270$  об/хв)

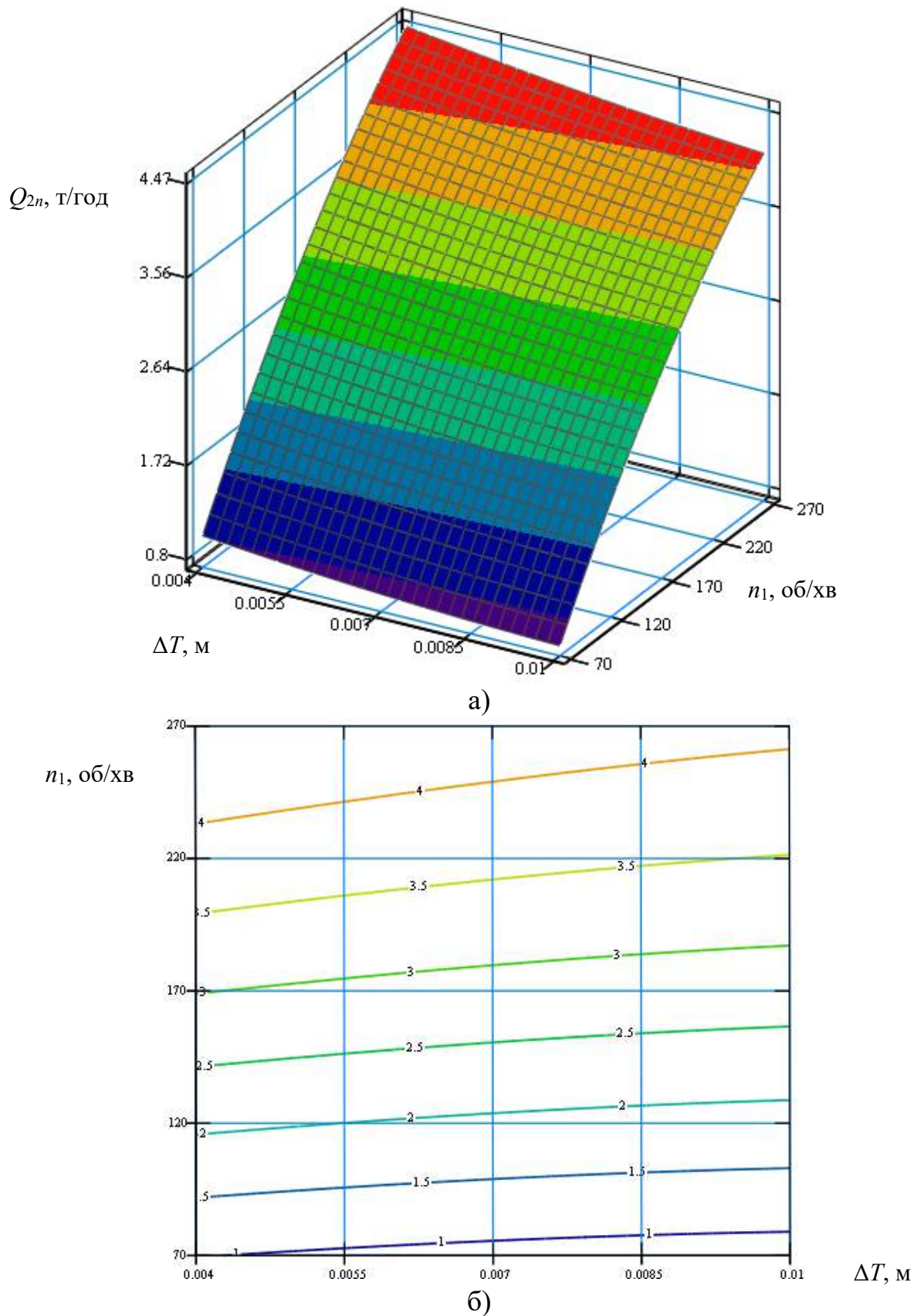
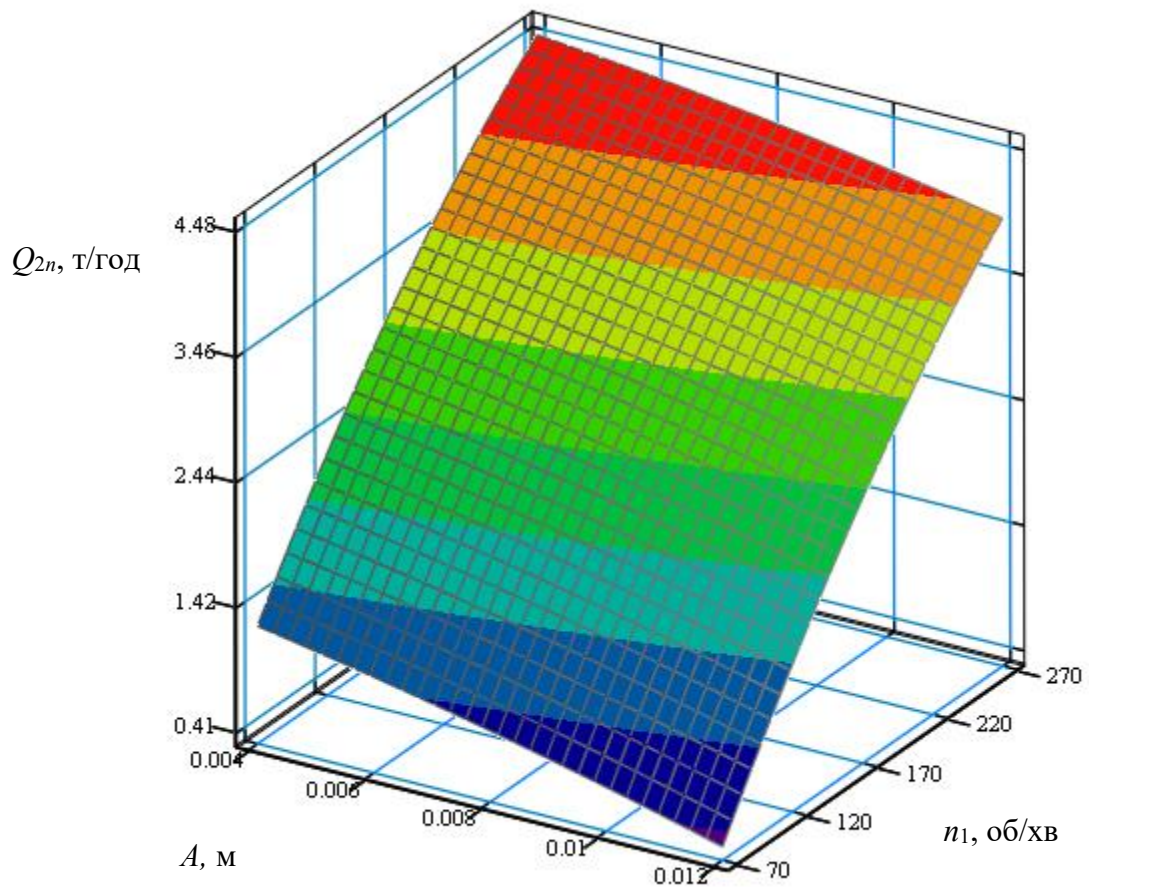
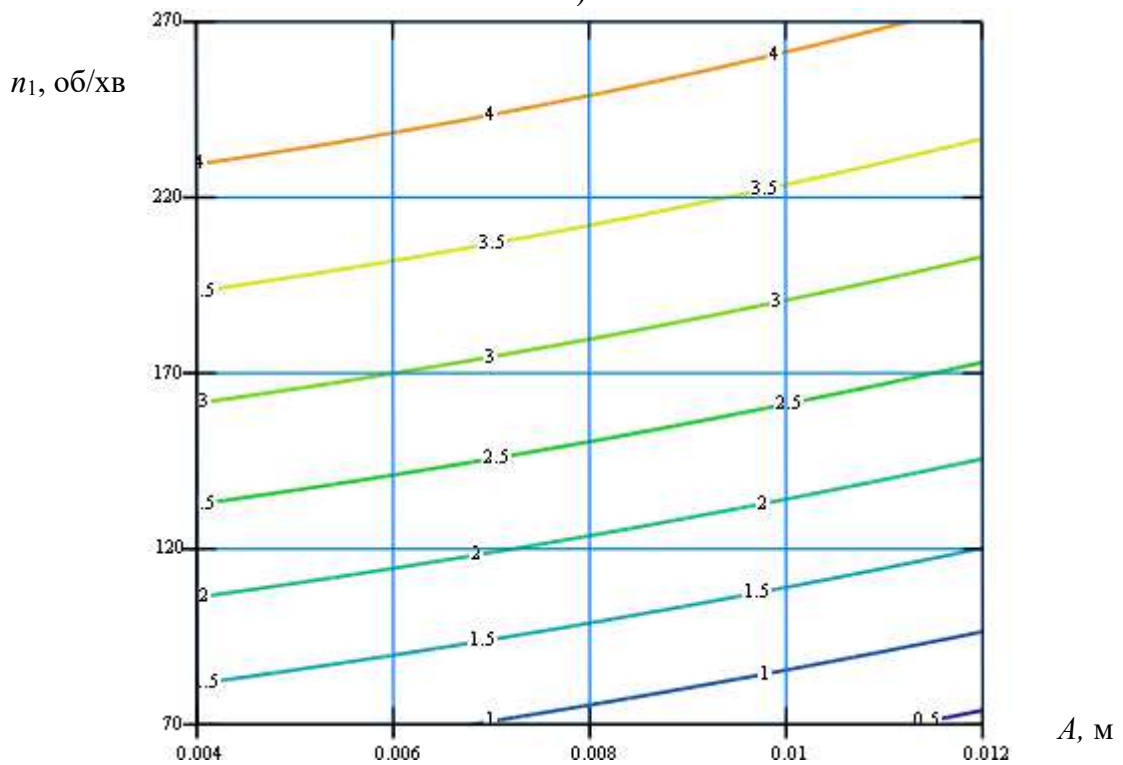


Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $A = 0,008$  м)



а)



б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення пшениці гвинтовим конвеєром із гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $\Delta T = 0,007$  м)



При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує зменшення продуктивності в 2,55 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,19 рази.

Отримані рівняння регресії (4.1 - 4.8) можуть бути використані для прогнозування продуктивності  $Q$  гвинтових конвеєрів із звичайними і гофрованими конусними шнеками залежно від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання конусного шнека  $n$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$  при транспортуванні зерен пшениці, гороху у таких межах зміни факторів:

$$0,004 \leq \Delta T \leq 0,01 \text{ (м); } 1 \leq \alpha \leq 2 \text{ (град); } 200 \leq n \leq 500 \text{ (об/хв);}$$

$$0,004 \leq A \leq 0,012 \text{ (м); } 70 \leq n_1 \leq 270 \text{ (об/хв).}$$

Продуктивність транспортування сипких матеріалів звичайним конусним шнеком є у 1,53 рази більшою ніж при транспортуванні гофрованим конусним шнеком в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв.

#### **4.2. Результати експериментальних досліджень потужності приводу обертання конусного шнека багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів**

На основі методики, представленої у підрозділі 3.3, проведено експериментальні дослідження із застосуванням спроектованого та виготовленого лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та конусними шнеками із змінним кроком витків для переміщення і змішування матеріалів та із спеціальними конусними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування, під час яких встановлювали закономірності зміни потужності приводу обертання звичайного конусного

шнека від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  при транспортуванні зерен пшениці, гороху та потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ .

Визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.17), використовуючи формули (3.18) – (3.21), які представлено у таблицях 4.3, 4.4.

Загальний вигляд рівнянь регресії потужності приводу обертання звичайного конусного шнека від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , тобто  $P_1=f(\Delta T, \alpha, n)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$P_{1n(x_1, x_2, x_3)} = 0,225 - 0,019x_1 + 0,016x_2 + 0,096x_3 - 8,75 \cdot 10^{-4} x_1 x_2 - 0,00837x_1 x_3 + 0,00612x_2 x_3 + 5,078 \cdot 10^{-4} x_1^2 - 4,922 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 0,001x_3^2; \quad (4.9)$$

- для транспортування гороху:

$$P_{1z(x_1, x_2, x_3)} = 0,197 - 0,016x_1 + 0,014x_2 + 0,084x_3 - 7,66 \cdot 10^{-4} x_1 x_2 - 0,00733x_1 x_3 + 0,00536x_2 x_3 + 4,443 \cdot 10^{-4} x_1^2 - 4,307 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 8,82 \cdot 10^{-4} x_3^2, \quad (4.10)$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку;  $x_2$  - кодоване значення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека;  $x_3$  - кодоване значення частоти обертання шнека.

Таблиця 4.3

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні потужності приводу конвеєрів із звичайними конусними шнеками

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
пшениця	0,255	-0,019	0,016	0,096	$-8,75 \cdot 10^{-4}$	-0,00837	0,00612	$5,078 \cdot 10^{-4}$	$-4,922 \cdot 10^{-4}$	0,001
горох	0,197	-0,016	0,014	0,084	$-7,66 \cdot 10^{-4}$	-0,00733	0,00536	$4,443 \cdot 10^{-4}$	$-4,307 \cdot 10^{-4}$	$-8,82 \cdot 10^{-4}$

Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.9) та (4.10) є значущими відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.9) та (4.10) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування пшениці:

$$P_{1n(\Delta T, \alpha, n)} = -0,0077 + 0,265\Delta T + 0,0134\alpha + 6,16 \cdot 10^{-4}n - 0,583\Delta T\alpha - 0,0186\Delta Tn + 8,17 \cdot 10^{-5}\alpha n + 56,42\Delta T^2 - 0,00197\alpha^2 + 4,48 \cdot 10^{-8}n^2; \quad (4.11)$$

- для транспортування гороху:

$$P_{1z(\Delta T, \alpha, n)} = -0,0081 + 0,442\Delta T + 0,0117\alpha + 5,39 \cdot 10^{-4}n - 0,51\Delta T\alpha - 0,0163\Delta Tn + 7,145 \cdot 10^{-5}\alpha n + 49,33\Delta T^2 - 0,00172\alpha^2 + 3,92 \cdot 10^{-8}n^2. \quad (4.12)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.11) і (4.12) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності потужності приводу обертання звичайного конусного шнека із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.9 – рис. 4.12.

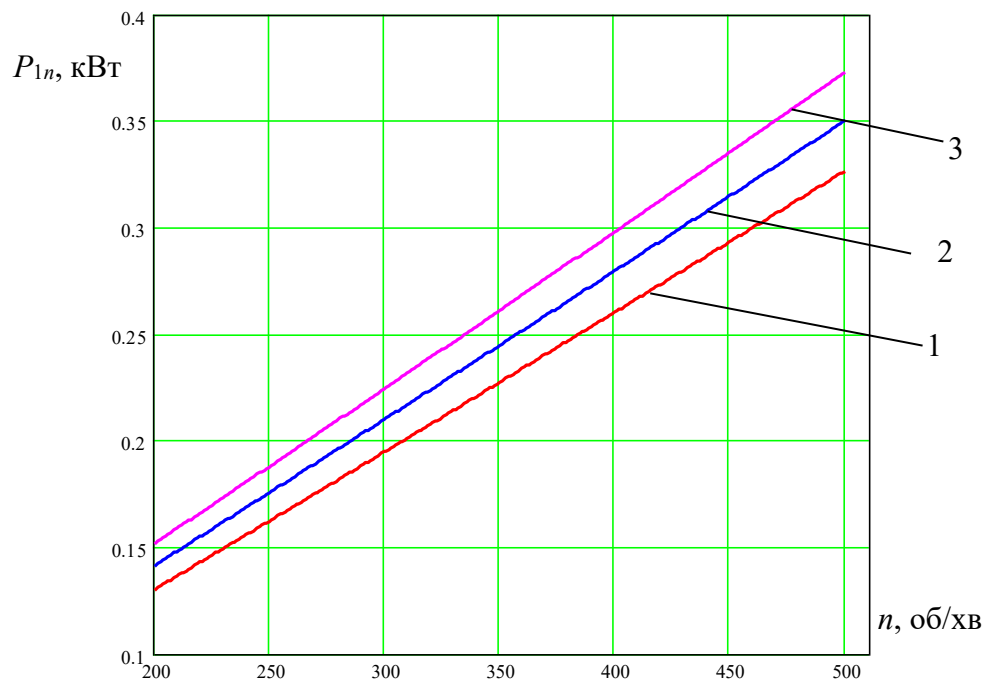
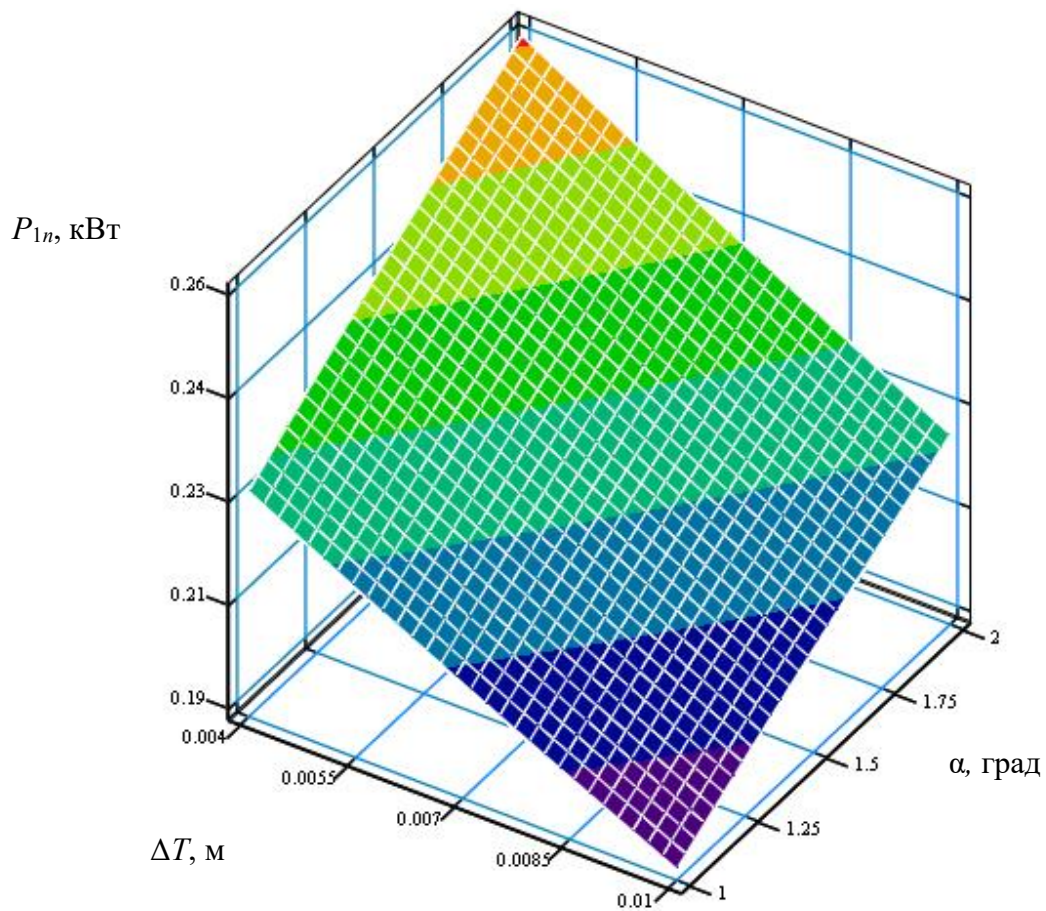
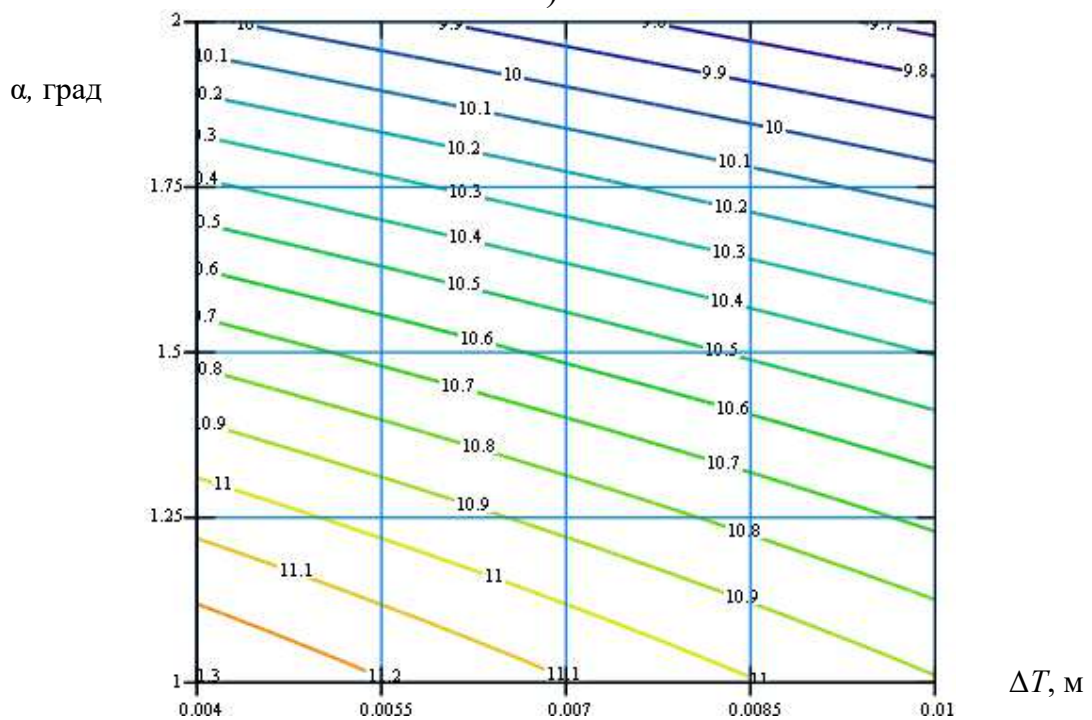


Рис. 4.9. Графіки залежності потужності на приводі гвинтового конвеєра із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від частоти обертання шнека  $n$  при  $\Delta T=0,004$  м: 1)  $\alpha=1$  град; 2)  $\alpha=1,5$  град; 3)  $\alpha=2$  град

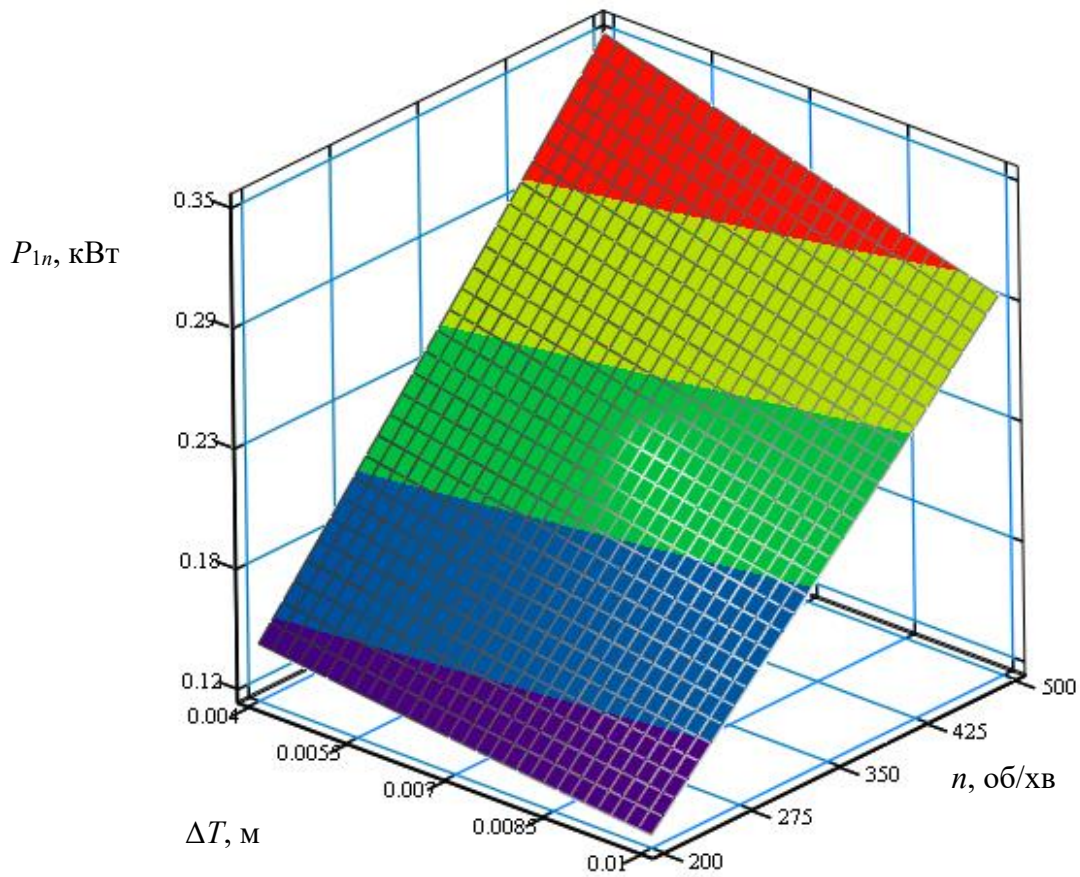


а)

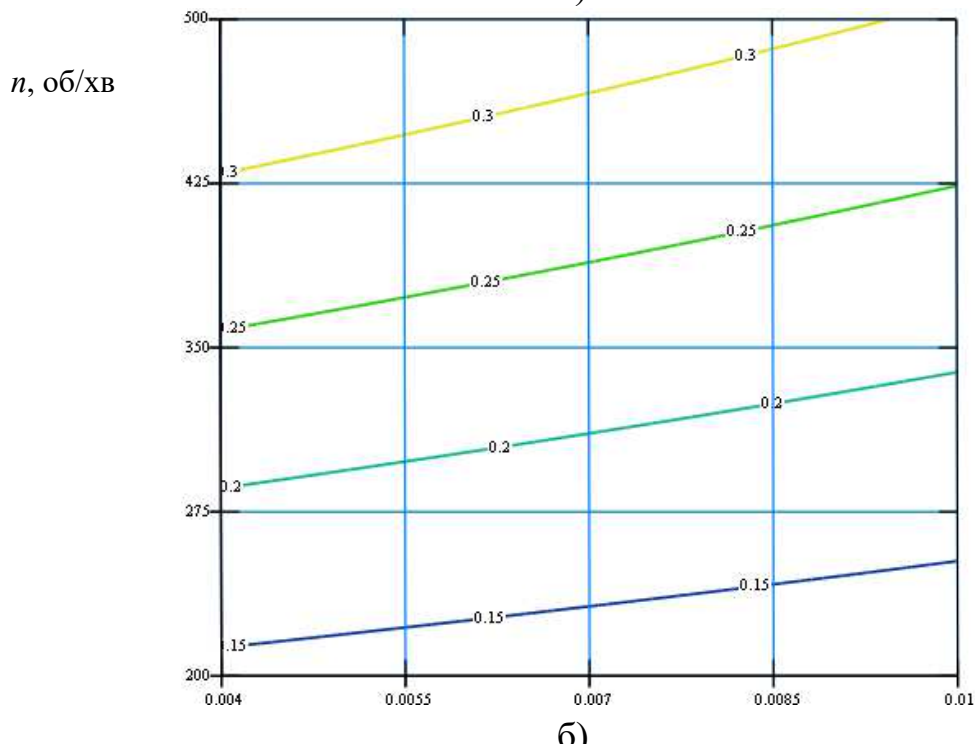


б)

Рис. 4.10. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі гвинтового конвеєра із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  ( $n = 350$  об/хв)



а)



б)

 $\Delta T, \text{ м}$ 

Рис. 4.11. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі гвинтового конвеєра із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\alpha = 1,5$  град)

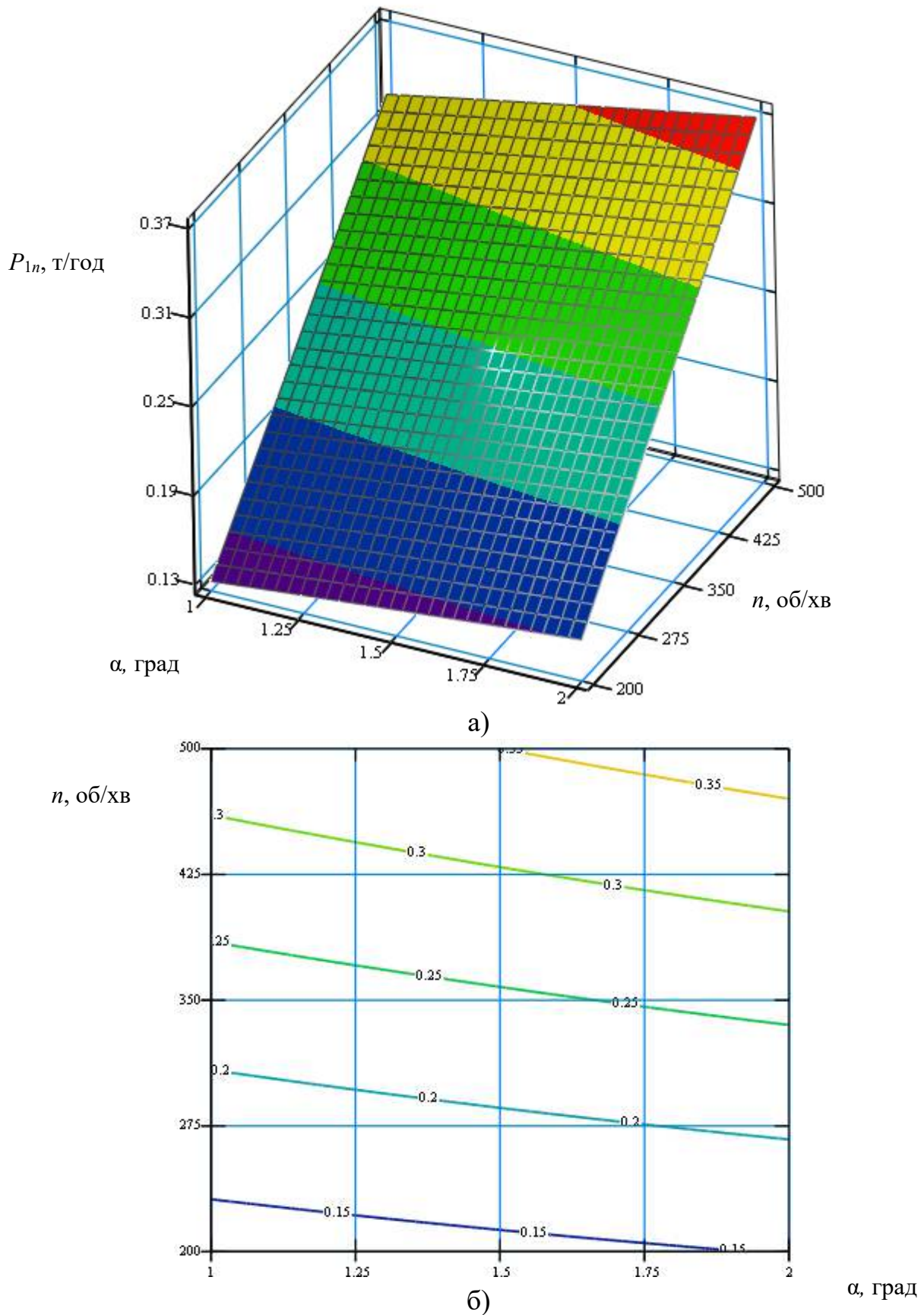


Рис. 4.12. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі гвинтового конвеєра із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\Delta T = 0,007$  м)

Аналіз рівнянь регресії (4.11), (4.12) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну потужності на приводі гвинтового конвеєра із звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків при переміщенні сипкого матеріалу є фактор  $x_3(n)$ . Менший вплив має фактор  $x_1(\Delta T)$  і найменший - фактор  $x_2(\alpha)$ . Зростання другого і третього факторів призводить до підвищення потужності на приводі, а зростання першого – до зменшення потужності.

З рисунків 4.9 - 4.12 та рівнянь регресії (4.11), (4.12) можна зробити висновки, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку потужність на приводі шнека при транспортуванні сипкого матеріалу зростає. Максимальна потужність на приводі шнека під час транспортування пшениці складала 0,37 кВт, а мінімальна – 0,11 кВт. Максимальна потужність на приводі шнека під час транспортування гороху складала 0,33 кВт., а мінімальна – 0,096 кВт. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання потужності на приводі в 2,5 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зростання потужності на приводі в 1,17 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності на приводі в 1,18 рази.

Загальний вигляд рівнянь регресії потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ , тобто  $P_2=f(\Delta T, A, n_1)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$P_{2n(x_1, x_2, x_3)} = 0,204 - 0,018x_1 + 0,042x_2 + 0,085x_3 - 0,0034x_1x_2 - \quad (4.13)$$

$$-0,00462x_1x_3 + 0,017x_2x_3 + 0,00241x_1^2 + 0,00791x_2^2 + 0,00359x_3^2;$$

- для транспортування гороху:

$$P_{2z(x_1, x_2, x_3)} = 0,179 - 0,016x_1 + 0,037x_2 + 0,074x_3 - 0,00295x_1x_2 - \quad (4.14)$$

$$-0,004x_1x_3 + 0,015x_2x_3 + 0,0021x_1^2 + 0,0069x_2^2 - 0,00314x_3^2,$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку;  $x_2$  - кодоване значення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека;  $x_3$  - кодоване значення частоти обертання гофрованого шнека.

Таблиця 4.4

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
пшениця	0,204	-0,018	0,042	0,085	-0,0034	-0,00462	0,017	0,00241	0,00791	0,00359
горох	0,179	-0,016	0,037	0,074	-0,00295	-0,004	0,015	0,0021	0,0069	-0,00314

Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.13) та (4.14) є значущими відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.13) та (4.14) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування пшениці:

$$P_{2n(\Delta T, A, n_1)} = 0,00756 - 4,878\Delta T - 2,667A + 7,4 \cdot 10^{-4}n_1 - 281,25\Delta TA - \quad (4.15)$$

$$-0,0154\Delta Tn_1 + 0,0425An_1 + 267,78\Delta T^2 + 494,375A^2 - 3,59 \cdot 10^{-7}n_1^2;$$

- для транспортування гороху:

$$P_{2z(\Delta T, A, n_1)} = 0,00679 - 4,566\Delta T - 2,304A + 6,4 \cdot 10^{-4}n_1 - 245,83\Delta TA - \quad (4.16)$$

$$-0,013\Delta Tn_1 + 0,0375An_1 + 233,33\Delta T^2 + 431,25A^2 - 3,14 \cdot 10^{-7}n_1^2.$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.15) і (4.16) за допомогою прикладного



програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.13 – рис. 4.16.

Аналіз рівнянь регресії (4.15), (4.16) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків є фактор  $x_3(n_1)$ . Менший вплив має фактор  $x_2(A)$  і найменший - фактор  $x_1(\Delta T)$ . Зростання третього і другого факторів призводить до підвищення потужності приводу, а зростання першого фактора – до зменшення потужності приводу.

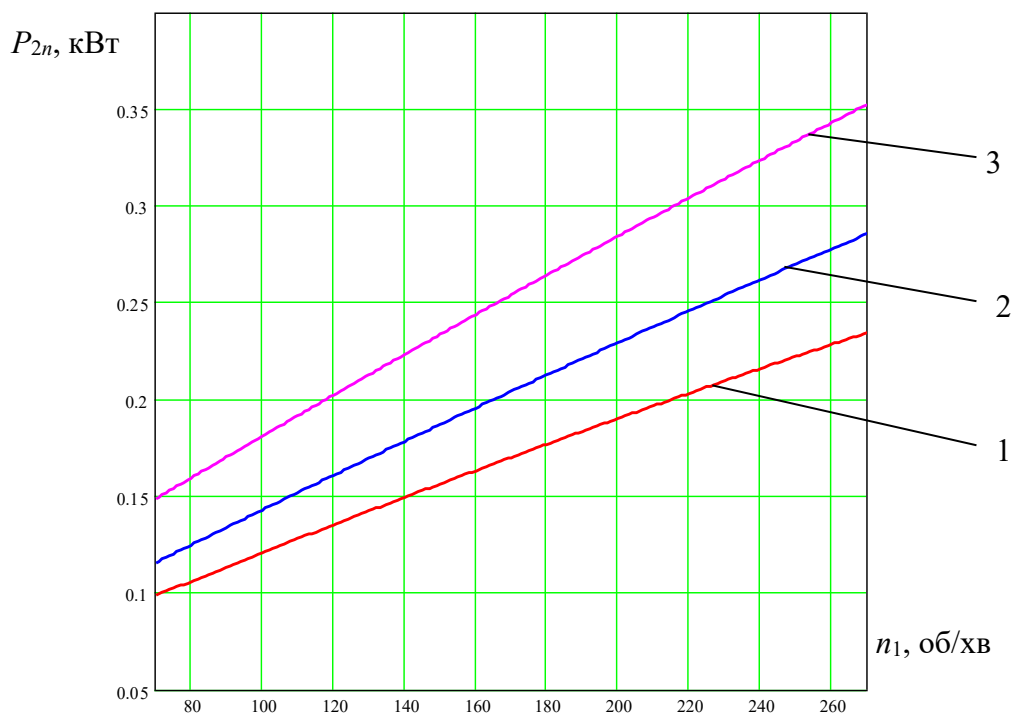


Рис. 4.13. Графіки залежності потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від частоти обертання шнека  $n_1$  при  $\Delta T = 0,007$  м: 1)  $A = 0,004$  м; 2)  $A = 0,008$  м; 3)  $A = 0,012$  м

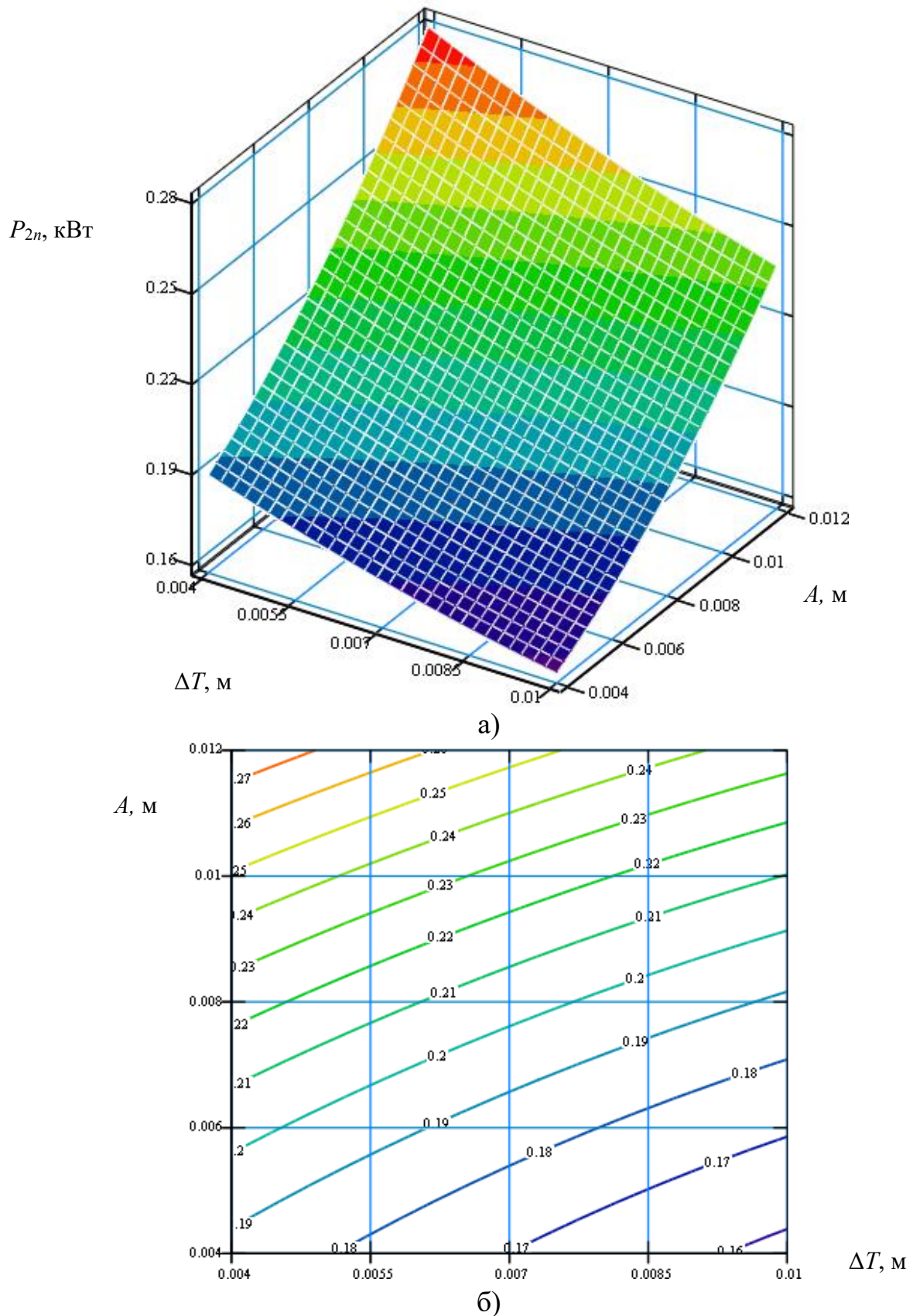
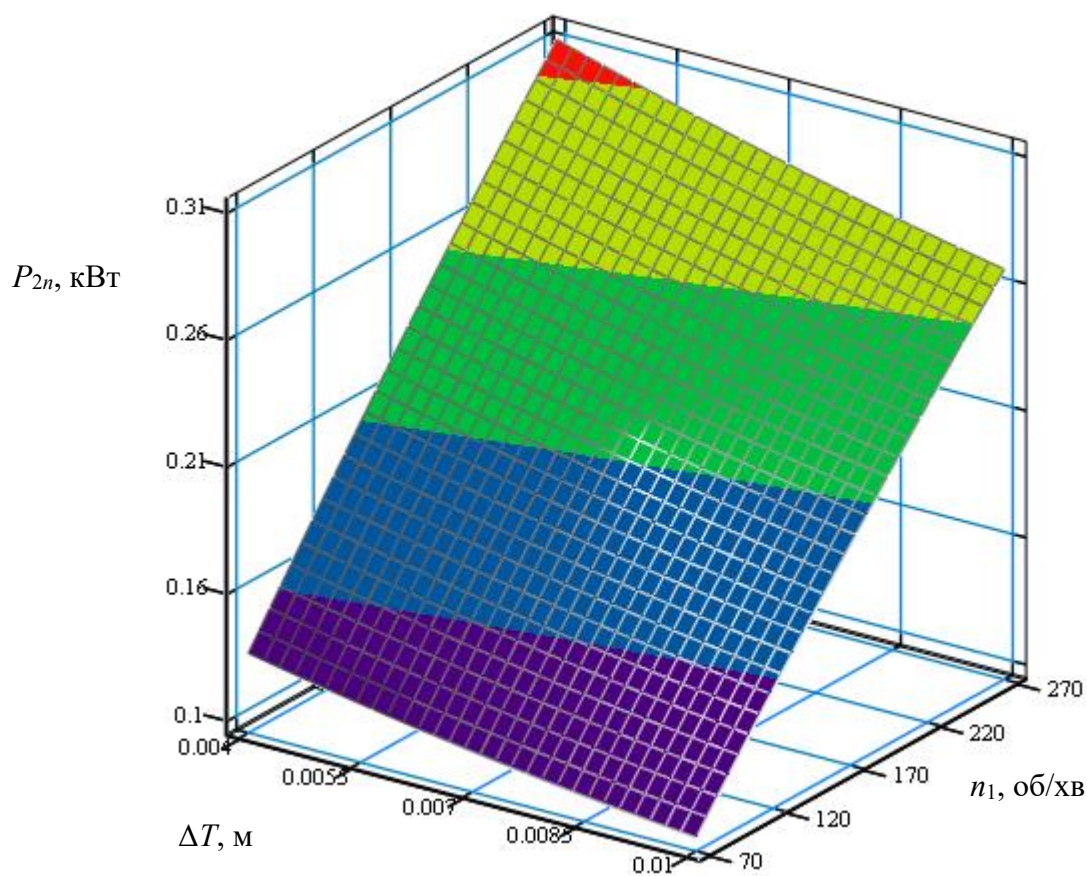
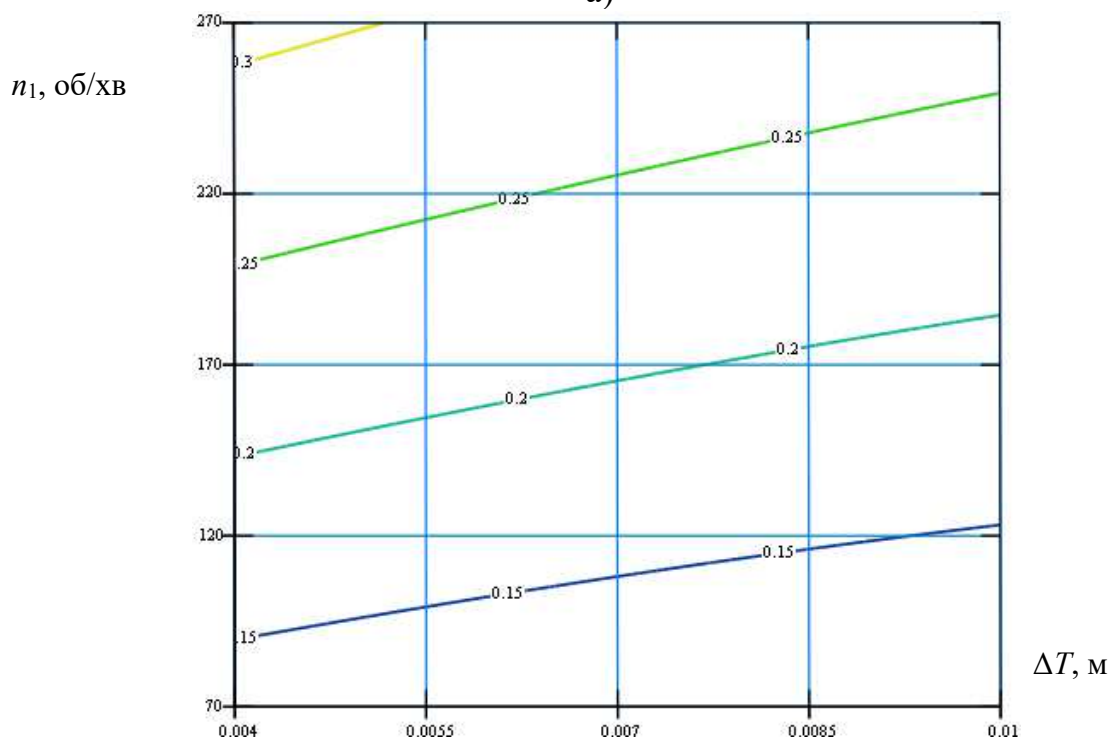


Рис. 4.14. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  ( $n_1 = 170$  об/хв)



а)



б)

Рис. 4.15. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $A = 0,008$  м)

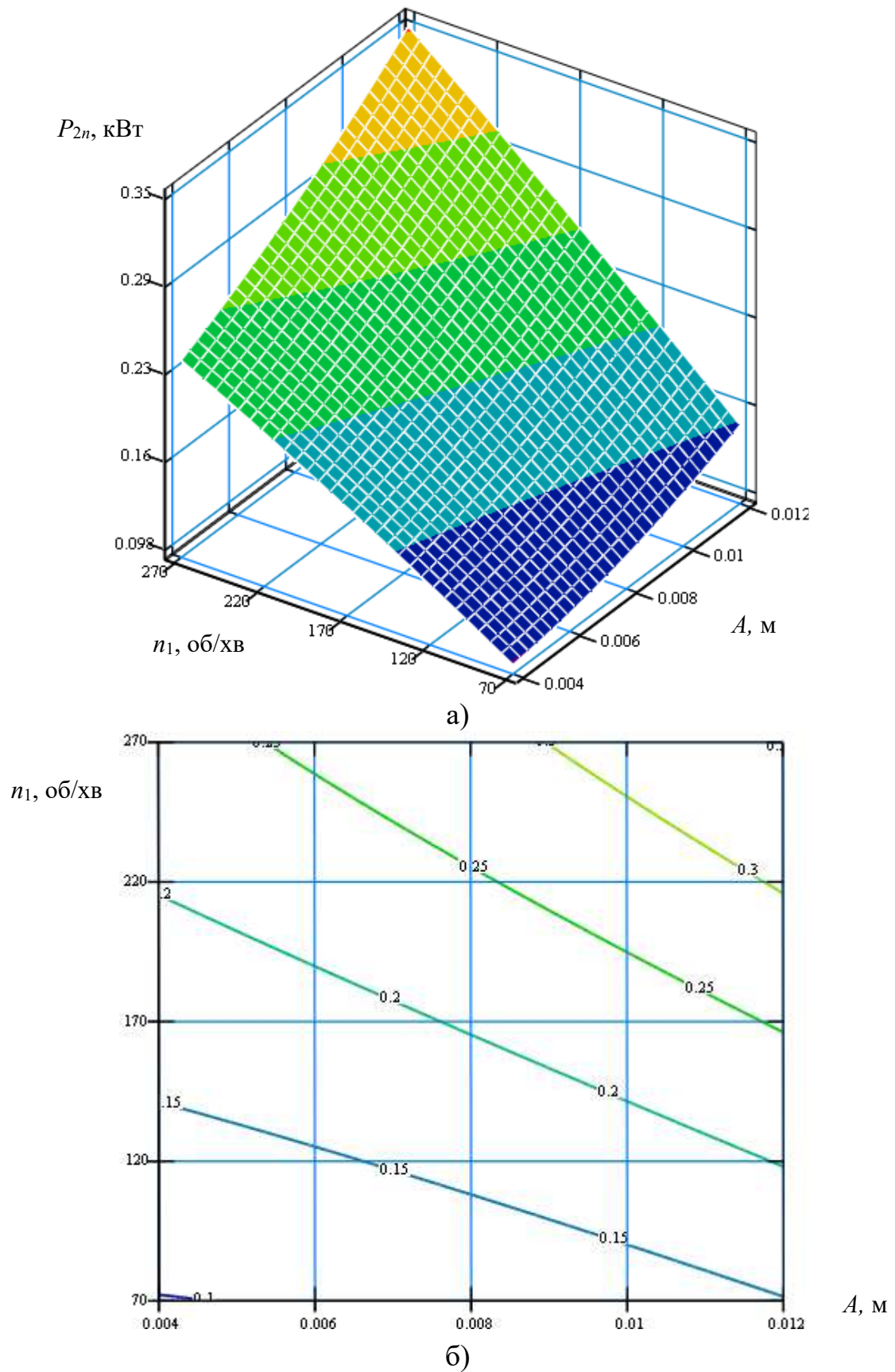


Рис. 4.16. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека із змінним кроком витків при переміщенні пшениці від висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $\Delta T = 0,007$  м)

З рисунків 4.13 - 4.16 та рівнянь регресії (4.15), (4.16) можна зробити висновки, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека і зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку потужність приводу обертання гофрованого конусного шнека зростає. Максимальна потужність приводу обертання гофрованого шнека під час транспортування пшениці складала 0,38 кВт., а мінімальна – 0,09 кВт. Максимальна потужність приводу обертання гофрованого шнека під час транспортування гороху складала 0,33 кВт., а мінімальна – 0,08 кВт. Збільшення частоти обертання гофрованого конусного шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зростання потужності приводу в 2,32 рази.

При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує збільшення потужності приводу в 1,5 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності приводу в 1,22 рази.

Отримані рівняння регресії (4.9 - 4.16) можуть бути використані для прогнозування потужності приводу  $P$  гвинтових конвеєрів із звичайними і гофрованими конусними шнеками залежно від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання конусного шнека  $n$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$  при транспортуванні зерен пшениці, гороху у таких межах зміни факторів:

$$0,004 \leq \Delta T \leq 0,01 \text{ (м); } 1 \leq \alpha \leq 2 \text{ (град); } 200 \leq n \leq 500 \text{ (об/хв);}$$

$$0,004 \leq A \leq 0,012 \text{ (м); } 70 \leq n_1 \leq 270 \text{ (об/хв).}$$

Потужність приводу обертання звичайного конусного шнека є в 1,29 рази меншою ніж потужність приводу обертання гофрованого конусного шнека в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв.

### **4.3. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів багатофункціональним гвинтовим конвеєром**

На основі методики, представленої у підрозділі 3.3, проведено експериментальні дослідження із застосуванням спроектованого та виготовленого лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та конусними шнеками із змінним кроком витків для переміщення і змішування матеріалів та із спеціальними конусними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування, під час яких встановлювали закономірності зміни коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  та коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ . Під час проведення дослідів ключовим компонентом було зерно гороху (20%), а умовним компонентом - зерно пшениці (80%).

Визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.17), використовуючи формули (3.18) – (3.21), які представлено у таблицях 4.5, 4.6.

Загальний вигляд рівнянь регресії коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху від зміни трьох основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , тобто  $K_1=f(\Delta T, \alpha, n)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

$$K_{1(x_1, x_2, x_3)} = 10,58 - 0,188x_1 - 0,634x_2 + 0,378x_3 + 0,012x_1x_2 - \quad (4.17)$$

$$+ 0,022x_2x_3 + 0,0033x_1^2 - 0,107x_2^2 + 0,093x_3^2,$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку;  $x_2$  - кодоване значення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека;  $x_3$  - кодоване значення частоти обертання шнека.

Таблиця 4.5

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайними конусними шнеками

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
Пшениця та горох	10,58	-0,188	-0,634	0,378	0,012	0	-0,022	0,0033	-0,107	0,093

Коефіцієнт  $b_{13}$  рівняння регресій (4.17) є незначущим відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.17) у натуральних величинах має такий вигляд:

$$K_{1(\Delta T, \alpha, n)} = 11,529 - 79,799\Delta T + 0,0627\alpha + 6,67 \cdot 10^{-5}n + 8\Delta T\alpha - \quad (4.18)$$

$$- 2,933 \cdot 10^{-4}\alpha n + 366,67\Delta T^2 - 0,428\alpha^2 + 4,133 \cdot 10^{-6}n^2.$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведеного рівняння регресії (4.18) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.17 – рис. 4.20.

Аналіз рівняння регресії (4.17) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну коефіцієнта неоднорідності змішування звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків є фактор  $x_2(\alpha)$ . Менший вплив має фактор  $x_3(n)$  і найменший - фактор  $x_1(\Delta T)$ . Зростання першого і другого факторів призводить до зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування, а зростання

третього – до збільшення коефіцієнта неоднорідності змішування.

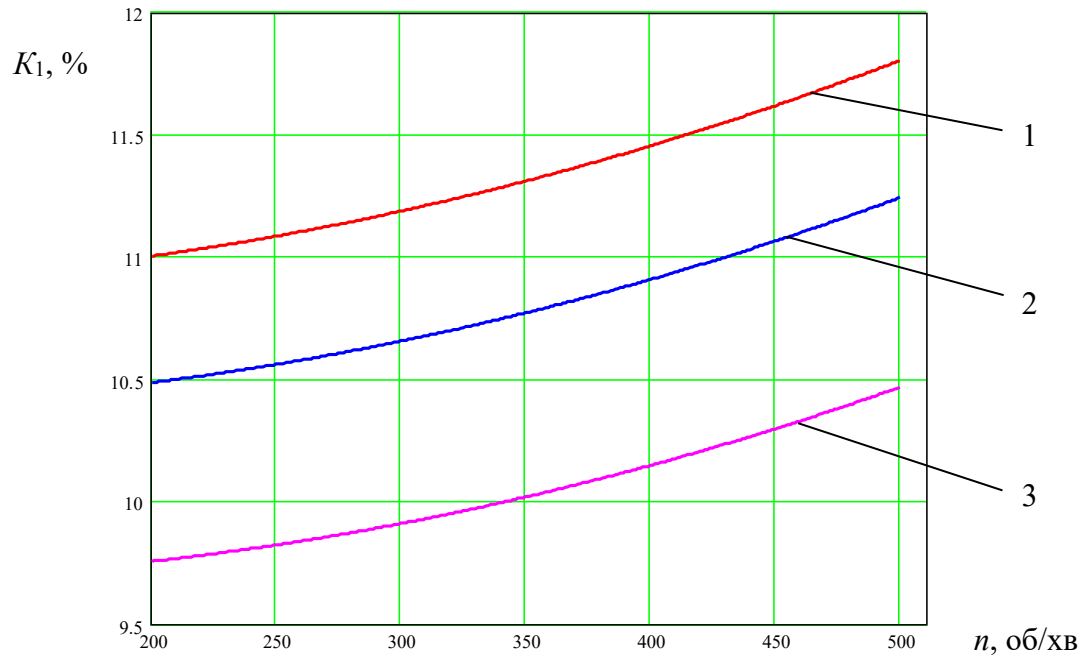


Рис. 4.17. Графіки залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від частоти обертання шнека  $n$  при  $\Delta T = 0,004$  м: 1)  $\alpha = 1$  град; 2)  $\alpha = 1,5$  град; 3)  $\alpha = 2$  град

З рисунків 4.17 - 4.20 та рівняння регресії (4.18) можна зробити висновки, що при збільшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку, кута нахилу твірної конусної поверхні шнека та зменшенні частоти обертання шнека величина коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком зменшується. Максимальне значення коефіцієнта неоднорідності змішування складало 11,8 %, а мінімальне – 9,4 %. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,07 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,12 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,04 рази.



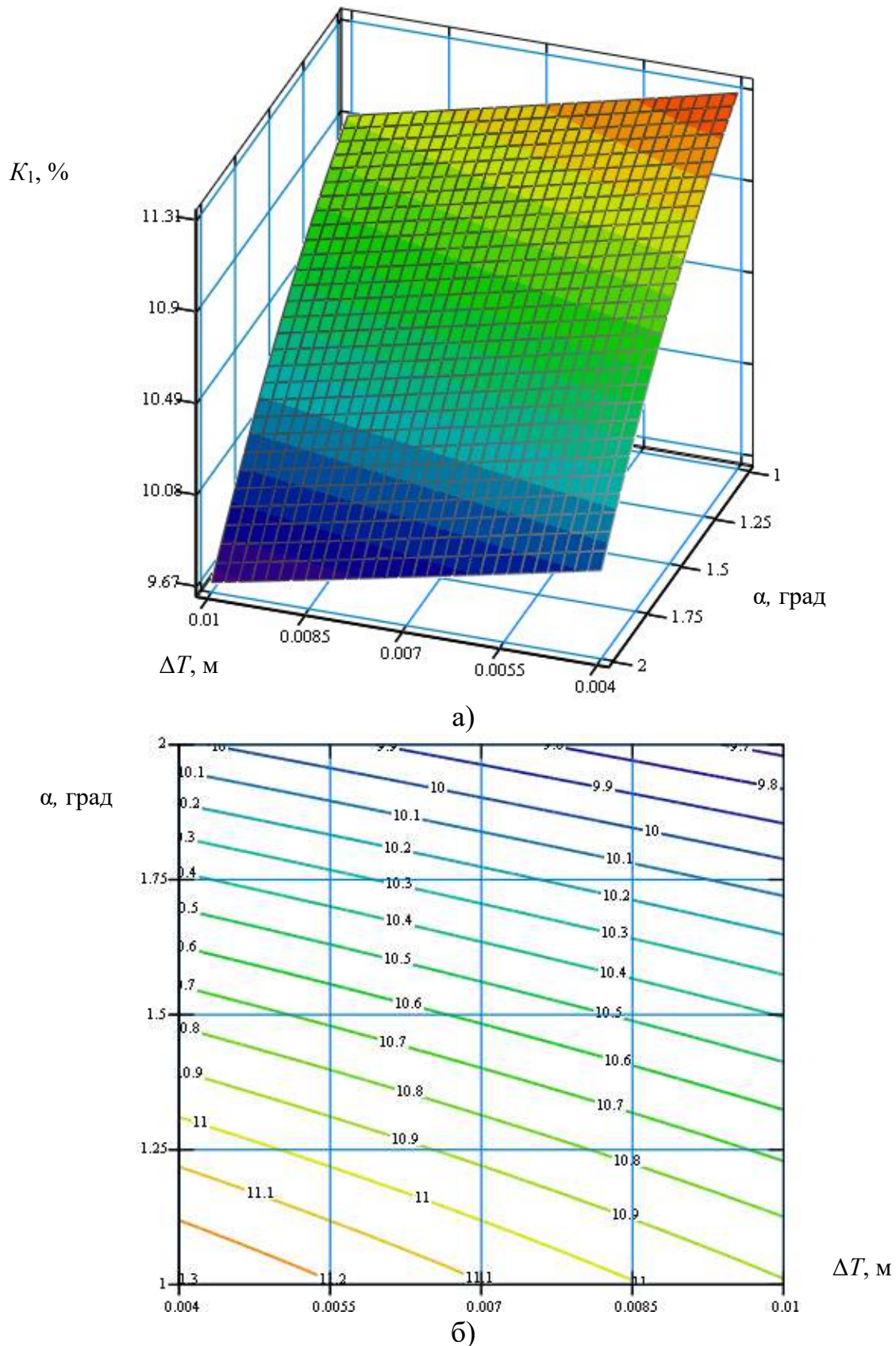


Рис. 4.18. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  ( $n = 350$  об/хв)

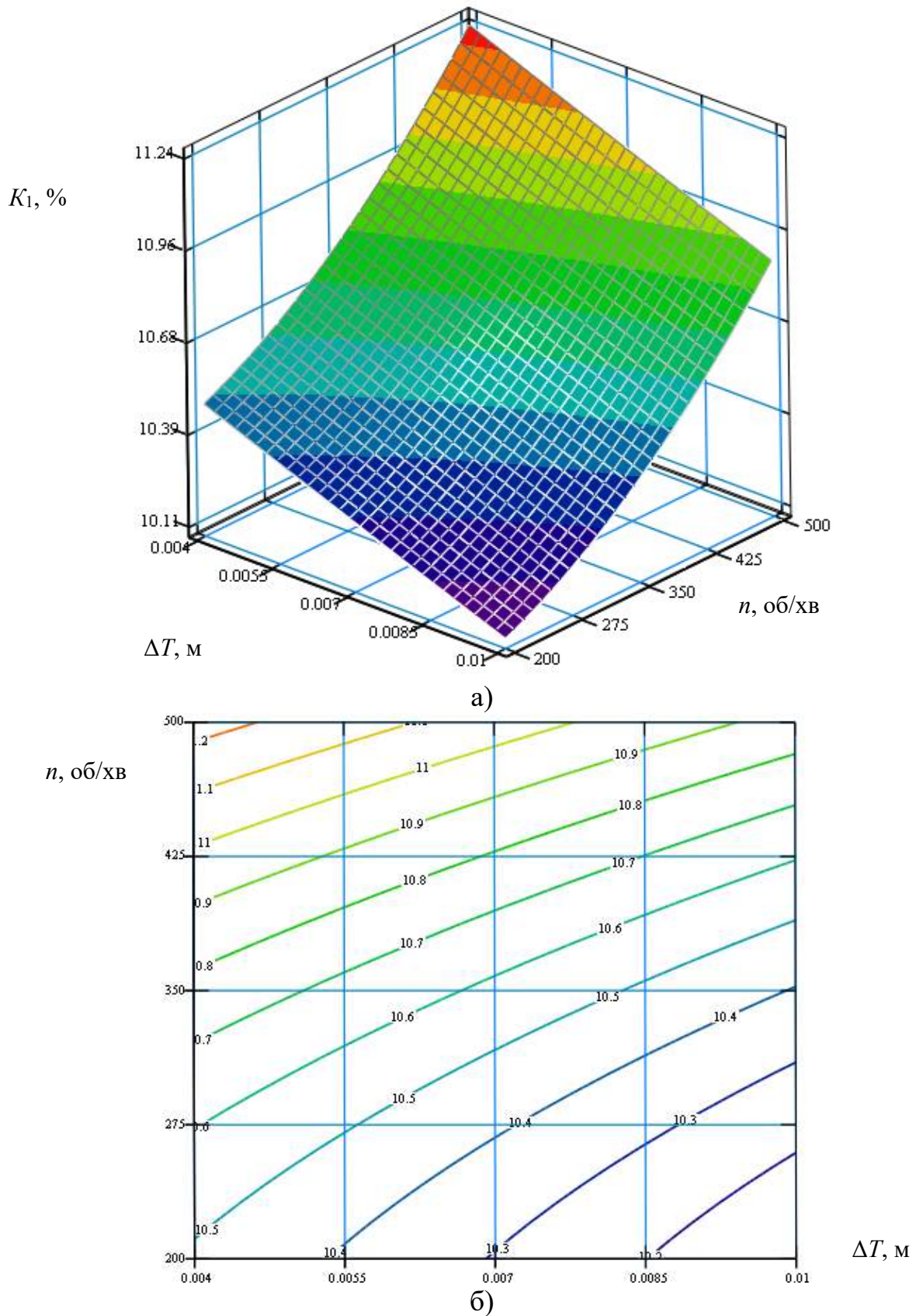


Рис. 4.19. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\alpha = 1,5$  град)

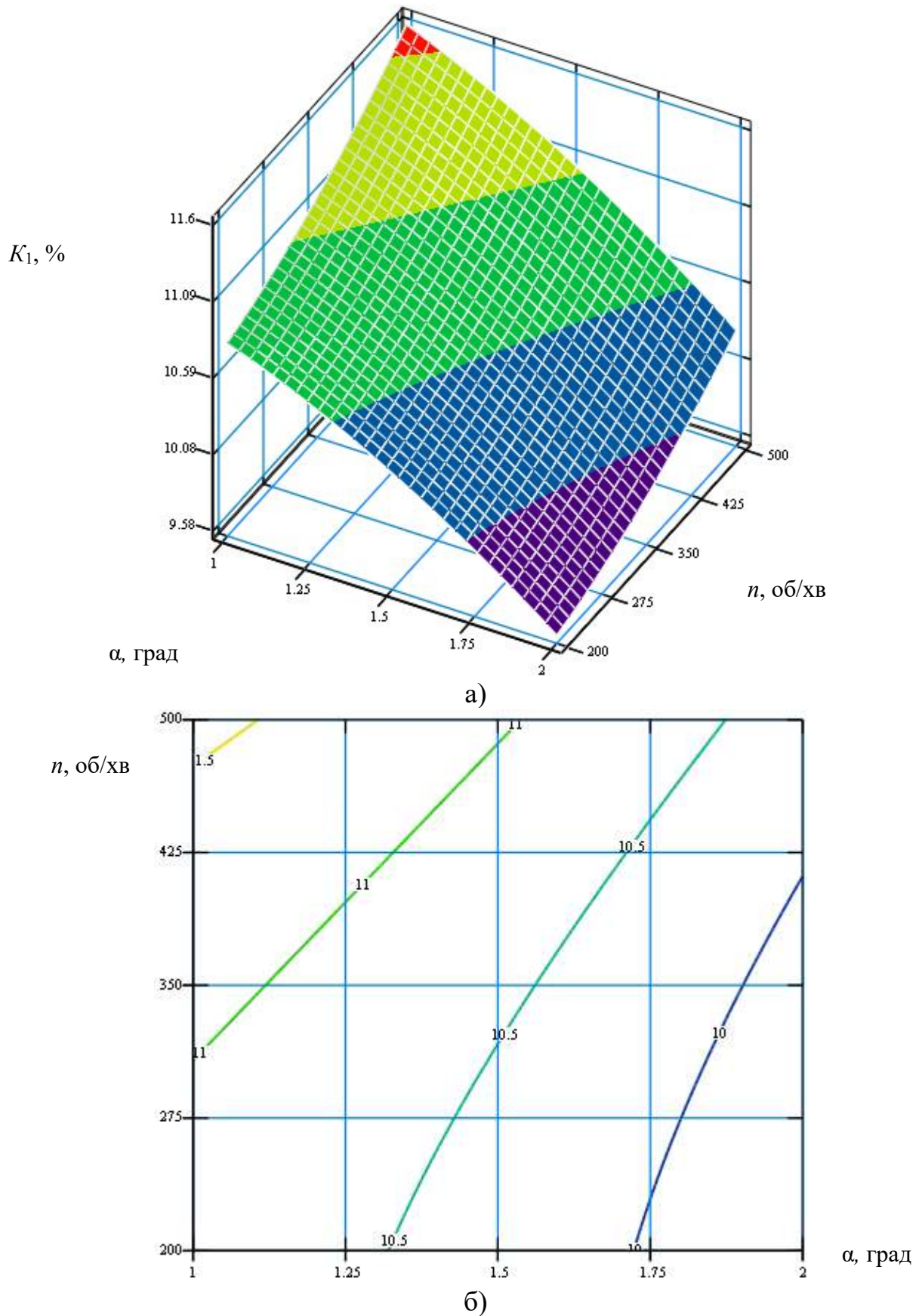


Рис. 4.20. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком із змінним кроком витків від кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  та частоти обертання шнека  $n$  ( $\Delta T = 0,007$  м)

Загальний вигляд рівняння регресії коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком від зміни трьох основних факторів: збільшення кроку гофрованого шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$ , тобто  $K_2=f(\Delta T, A, n_1)$  за результатами проведених повних факторних експериментів  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

$$K_{2(x_1, x_2, x_3)} = 7,959 - 0,185x_1 - 0,659x_2 - 0,602x_3 + 0,015x_1x_2 + 0,047x_2x_3 - 0,001x_1^2 - 0,001x_2^2 + 0,234x_3^2, \quad (4.19)$$

де  $x_1$  - кодоване значення збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку;  $x_2$  - кодоване значення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека;  $x_3$  - кодоване значення частоти обертання гофрованого шнека.

Таблиця 4.6

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні потужності приводу обертання гофрованого конусного шнека

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
Пшениця та горох	7,959	-0,185	-0,659	-0,602	0,015	0	0,047	-0,001	-0,001	0,234

Коефіцієнт  $b_{13}$  рівняння регресій (4.19) є незначущим відповідно до формул (3.26) та (3.27).

Рівняння регресії (4.19) у натуральних величинах має такий вигляд:

$$K_{2(\Delta T, A, n_1)} = 11,628 - 70,11\Delta T - 192,48A - 0,0149n_1 + 1250\Delta TA + 0,1175An_1 - 111,11\Delta T^2 - 62,5A^2 + 2,34 \cdot 10^{-5} n_1^2. \quad (4.20)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведеного рівняння регресії (4.20) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності

коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків, що представлено на рис. 4.21 – рис. 4.24.

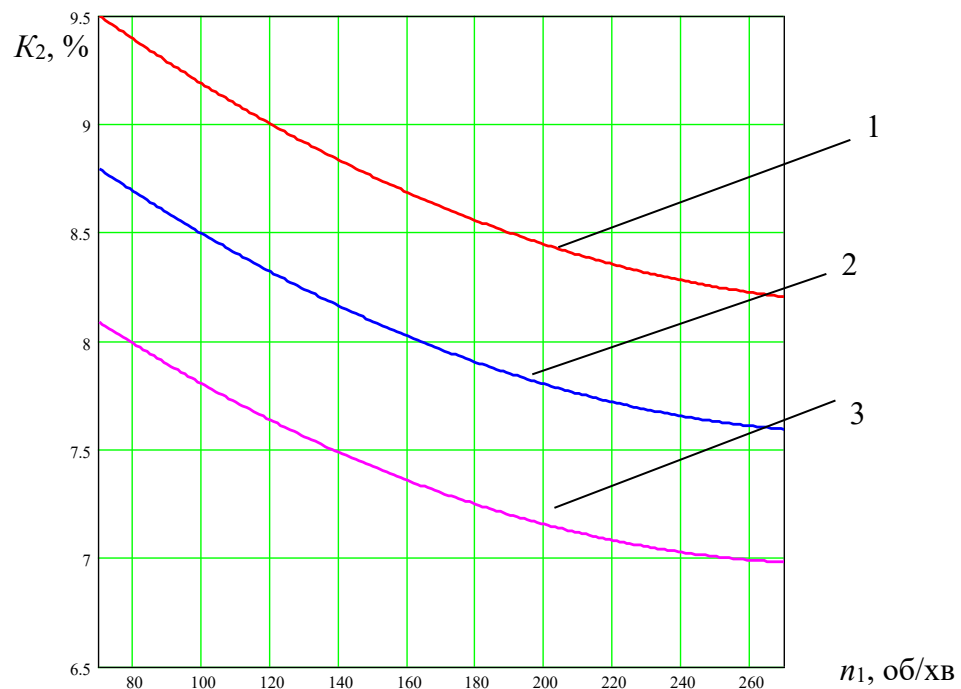
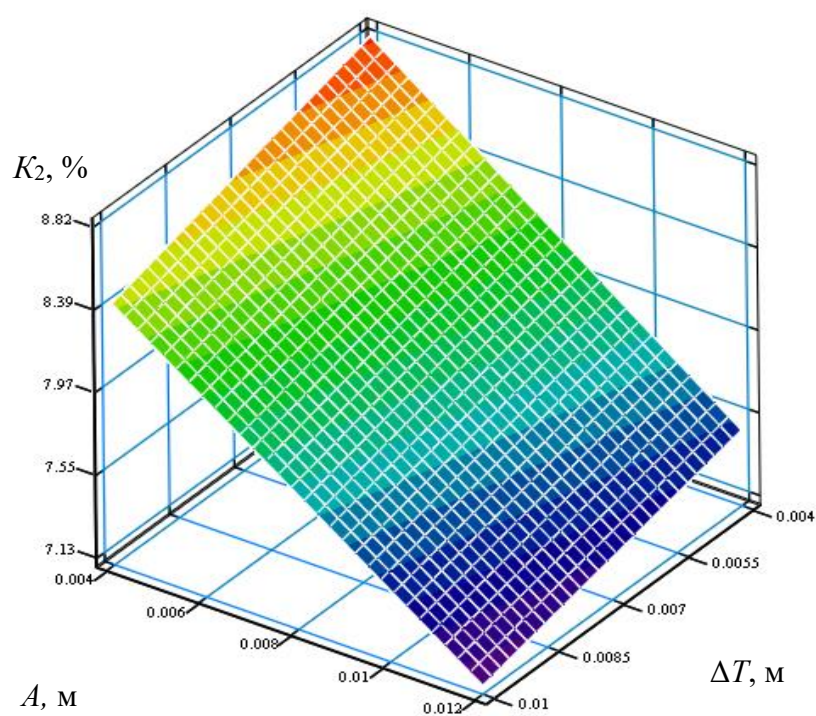
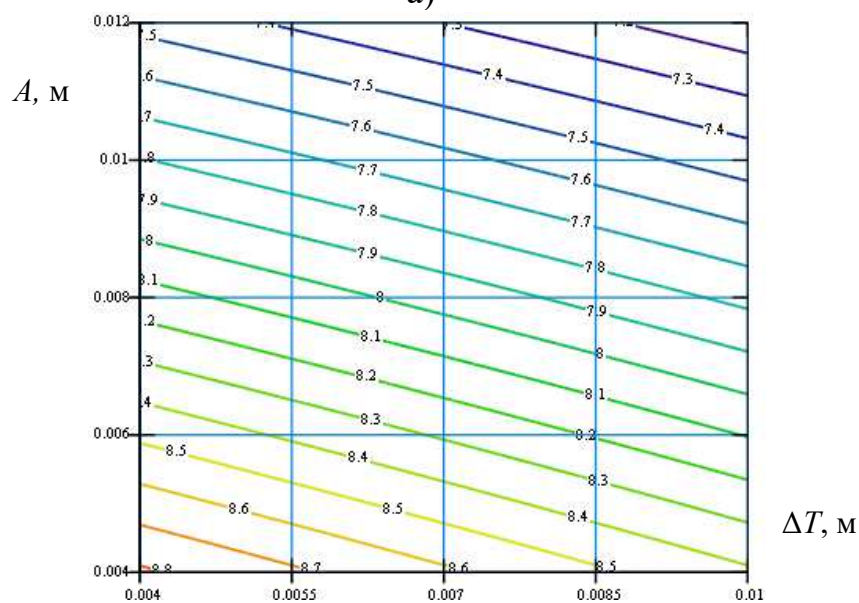


Рис. 4.21. Графіки залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від частоти обертання шнека  $n_1$  при  $\Delta T=0,007$  м: 1)  $A=0,004$  м; 2)  $A=0,008$  м; 3)  $A=0,012$  м

Аналіз рівняння регресії (4.20) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків є фактор  $x_2(A)$ . Менший вплив має фактор  $x_3(n_1)$  і найменший - фактор  $x_1(\Delta T)$ . Зростання усіх факторів призводить до зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування.

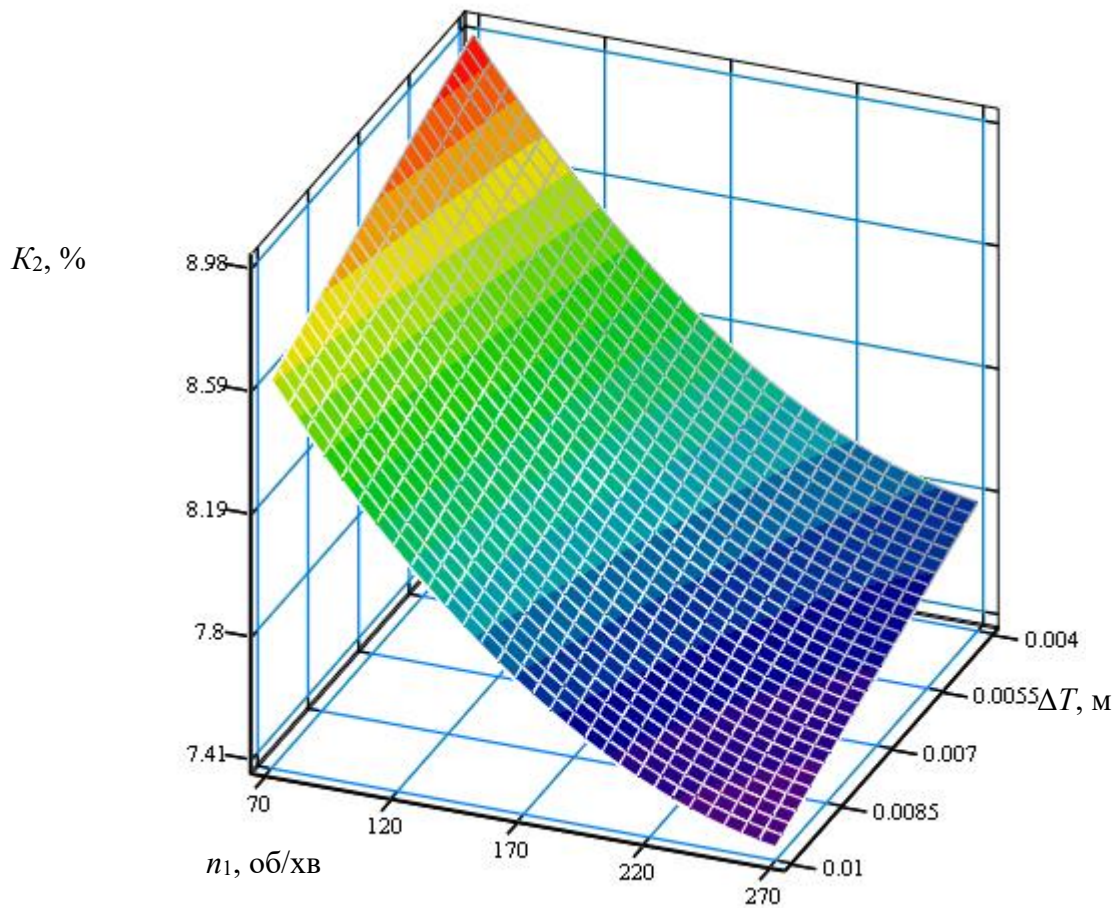


а)

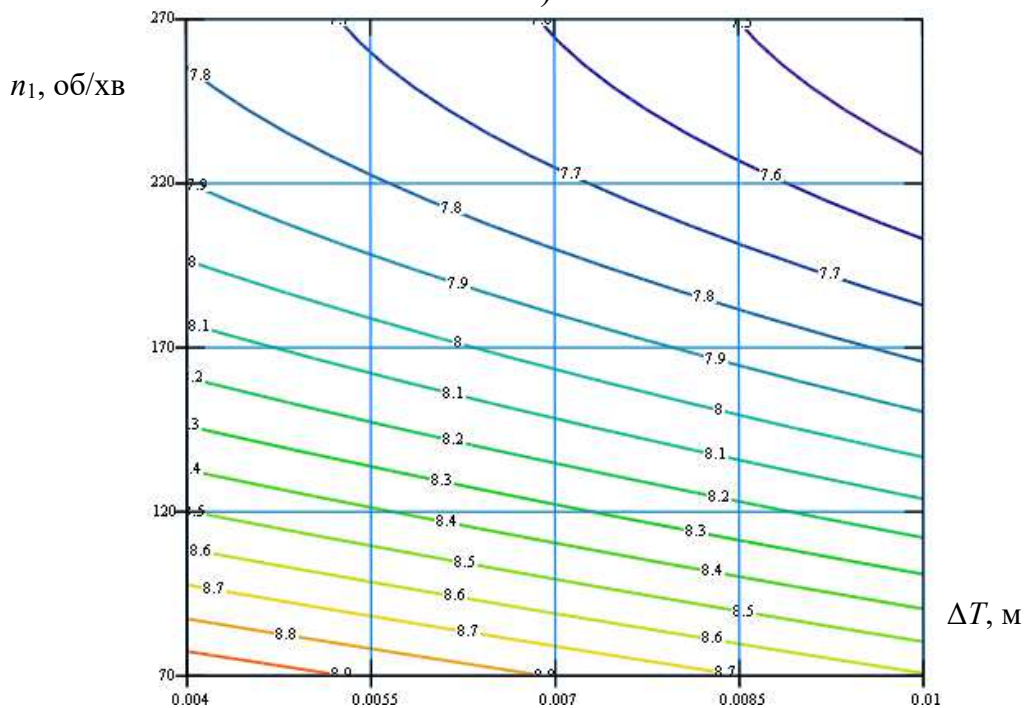


б)

Рис. 4.22. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  ( $n_1 = 170$  об/хв)

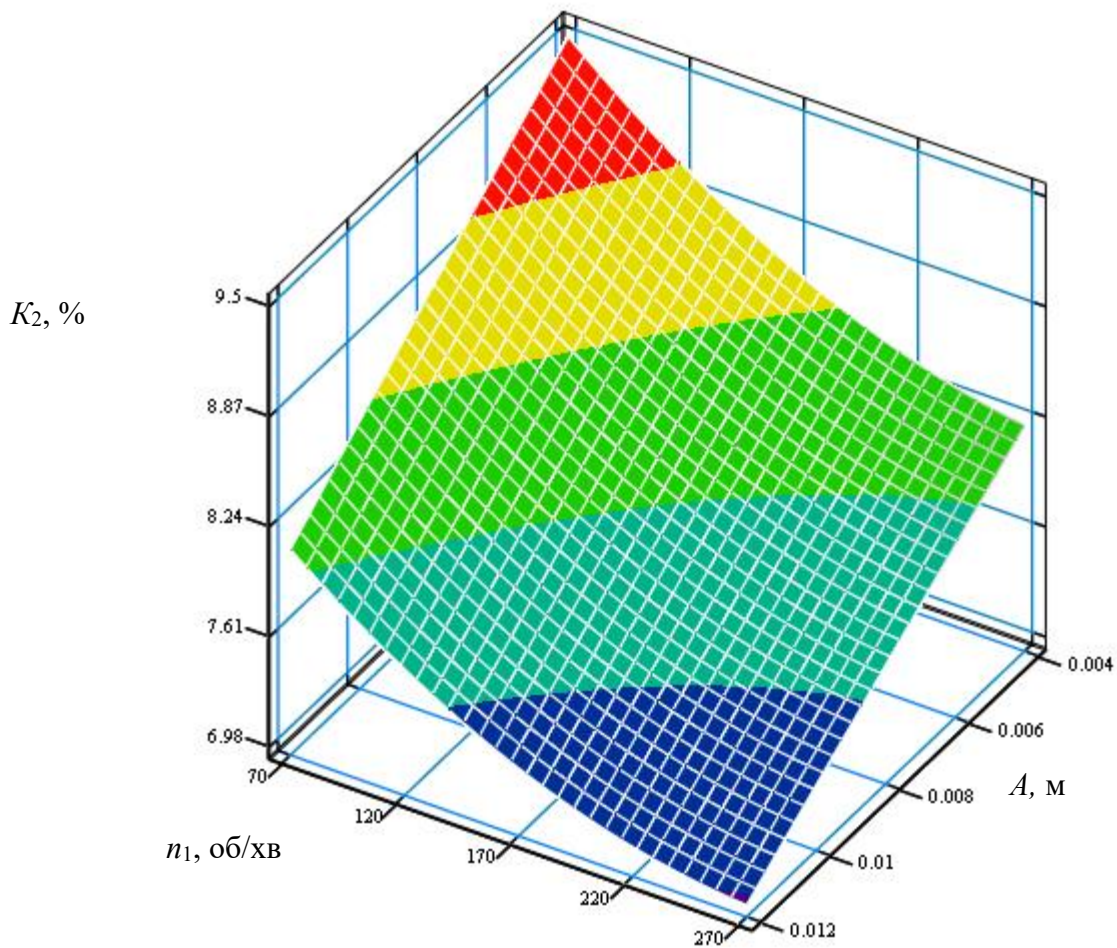


а)

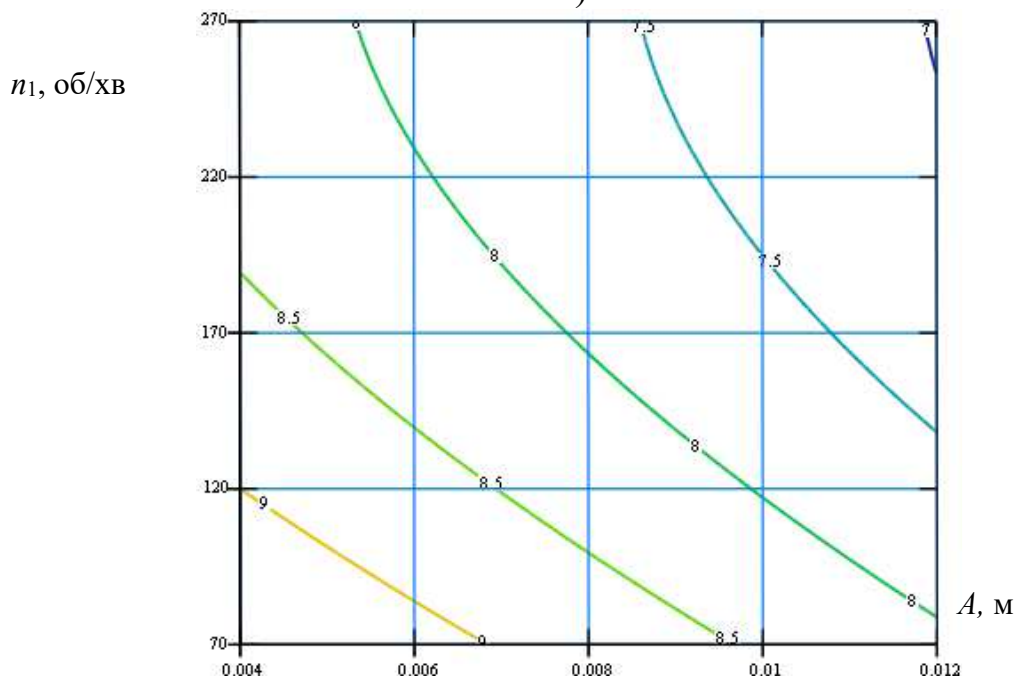


б)

Рис. 4.23. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $A = 0,008$  м)



а)



б)

Рис. 4.24. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху гофрованим конусним шнеком із змінним кроком витків від висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  та частоти обертання шнека  $n_1$  ( $\Delta T = 0,007$  м)



З рисунків 4.21 - 4.24 та рівняння регресії (4.20) можна зробити висновки, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека і величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку коефіцієнт неоднорідності змішування пшениці та гороху зменшується. Максимальне значення коефіцієнта неоднорідності змішування складало 9,7 %, а мінімальне – 6,8 %.

Збільшення частоти обертання гофрованого конусного шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,15 рази. При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,04 рази.

Отримані рівняння регресії (4.17 - 4.20) можуть бути використані для прогнозування коефіцієнта неоднорідності змішування  $K$  пшениці та гороху гвинтовими конвеєрами із звичайними і гофрованими конусними шнеками залежно від величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання конусного шнека  $n$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$  у таких межах зміни факторів:

$$0,004 \leq \Delta T \leq 0,01 \text{ (м); } 1 \leq \alpha \leq 2 \text{ (град); } 200 \leq n \leq 500 \text{ (об/хв);}$$

$$0,004 \leq A \leq 0,012 \text{ (м); } 70 \leq n_1 \leq 270 \text{ (об/хв).}$$

Коефіцієнт неоднорідності змішування звичайним конусним шнеком є в 1,38 рази вищим ніж коефіцієнт неоднорідності змішування гофрованим конусним шнеком в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв, поряд з цим продуктивність звичайного конусного шнеком є вищою 1,53 рази. Якщо дозволяється технічними вимогами коефіцієнт неоднорідності змішування більше 9,8%, то доцільно використовувати звичайні конусні шнеки для одночасного транспортування та змішування матеріалів.

#### 4.4 Результати експериментальних досліджень динамічного навантаження багатофункціонального гвинтового конвеєра при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів

Під час проведення експериментальних досліджень динамічного навантаження багатофункціонального гвинтового конвеєра при транспортуванні та змішуванні сипких матеріалів використовували програму Power Suite версії 2.3.0, якою здійснюється керування роботою електропривода і забезпечується можливість плавного нарощування та зменшення частоти його обертання в межах від 0 до 1480 об./хв., що дозволяє виконувати дослідження в широких межах швидкостей. Дані про витрати енергії і величину обертового моменту на валу електропривода відображаються в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей на моніторі дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин. Загальний вигляд інтерфейсу програми Power Suite при проведенні експерименту показано на рис. 4.25.

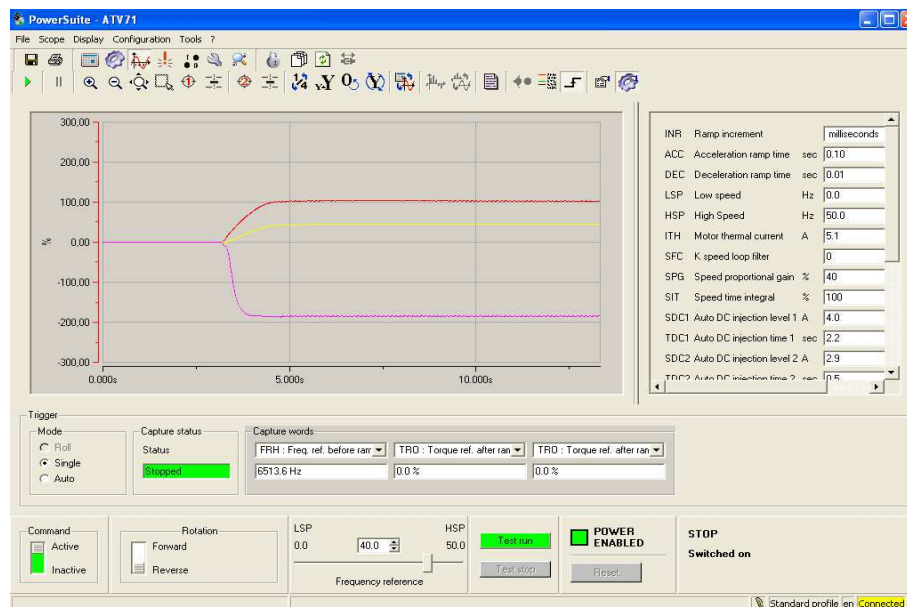
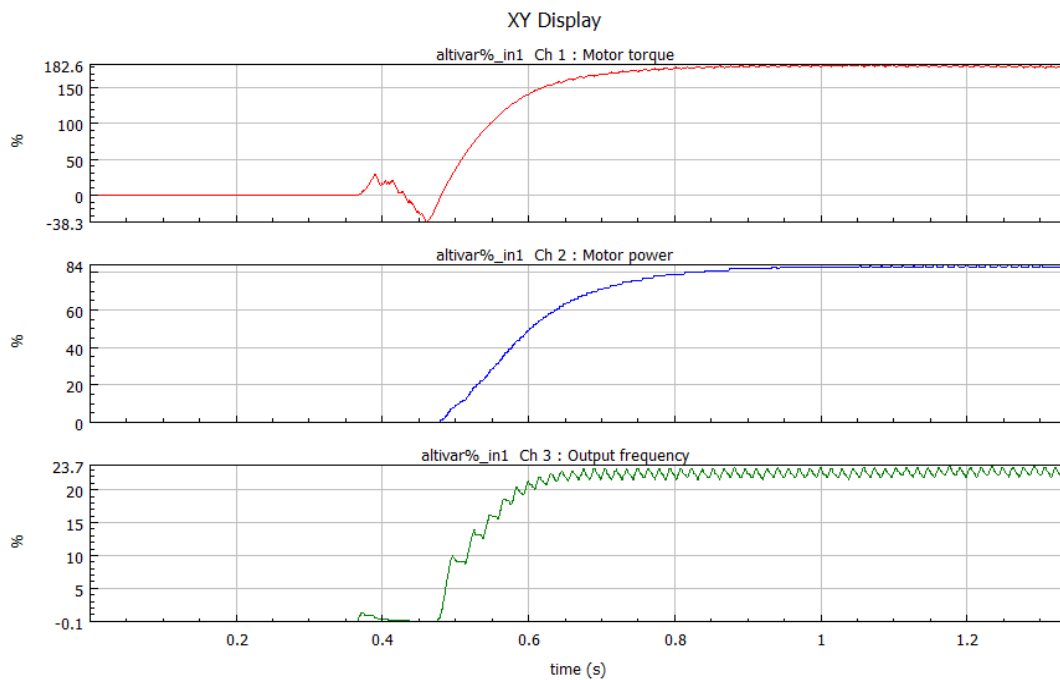


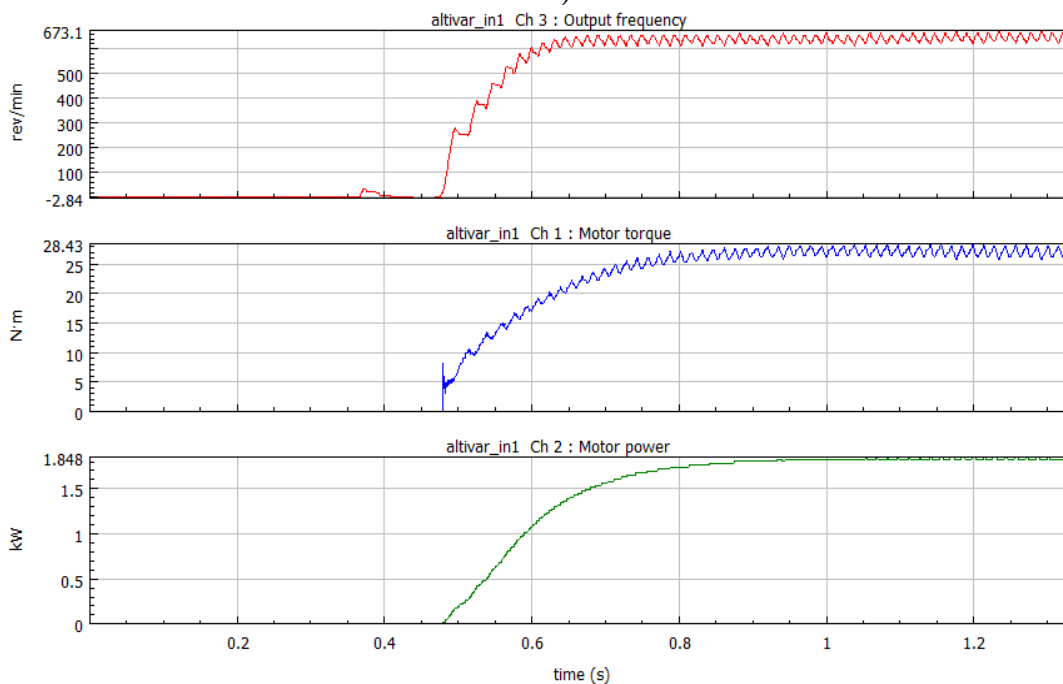
Рис. 4.25. Загальний вигляд панелі управління перетворювачем частоти Altivar71 за допомогою програного забезпечення Power Suite

Вихідні сигнали керування приводом станда, отримані з перетворювача частоти Altivar 71, переведено з відображення у відсотках від номінальних

величин (рис. 4.26, а) до відображення у реальних абсолютних величинах (рис. 4.26, б). Таким чином отримано графіки зміни частоти обертання, потужності приводу та крутного моменту на валу двигуна (рис. 4.26).



а)



б)

Рис. 4.26. Графічні залежності зміни в часі вихідних параметрів перетворювача частоти Altivar 71: 1 – крутний момент на валу електродвигуна; 2 – потужність електродвигуна; 3 - частота обертання валу приводного електродвигуна

У ході експерименту змінними параметрами були частота обертання валу електродвигуна, величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному

витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ ,

Діапазон зміни частоти обертання вала електродвигуна становив 10Hz; 20Hz; 30Hz та 40Hz, що відповідало частота обертання конусного шнека від 200 до 500 об/хв відповідно.

Досліджуваним параметром була величина віброприскорення на гвинтовому робочому органі (канал 7) та на рамі (канал 6).

Зміна вихідного стану на гвинтовому робочому органі під час проведення досліджень при динамічному навантаженні (результати переміщення під кутом) фіксується акселерометром з візуалізацією даних на персональному комп'ютері. Основні технічні дані універсальної реєстраційної системи (акселерометра): частота дискретизації перебуває в межах від 1 Гц до 2 кГц (на канал); похибка значень становить не більше ніж 4 % (1 % – похибка акселерометрів за паспортом і до 3 % – похибка установки) [88].

Реєстрація експериментальних даних здійснювалася за допомогою спеціальної цифрової вимірювальної системи, універсальні вимірювальні канали якої дозволяють під'єднати резистивні датчики та датчики з вихідним сигналом у вигляді напруги постійного струму. Цифрові дані експериментальних досліджень зберігаються у вигляді бінарних файлів з розширенням «.dat».

Для обробки отриманих експериментальних даних використовували спеціалізоване програмне забезпечення для обробки великої кількості даних nCode GlyphWorks [<https://www.hbmprensia.com>. <https://www.ncode.com>.] багатоканальне, багатофайлове та багатоформатне середовище, яке дозволяє представляє інтерактивні процеси аналізу даних у графічному вигляді за допомогою вбудованих модулів – гліфів – розрахункових шаблонів із закладеними алгоритмами виконання певних функцій із можливістю налаштування різних параметрів його властивостей. Набір гліфів із функціональними зв'язками складає робочий проект дослідження.

Для реалізації процедури обробки експериментальних даних за методикою, описаною в [https://www.hbmprensia.com. https://www.ncode.com.], побудовано робочий проект, який містить такі структурні елементи (гліфи): Excel Input, Multi Column To Time Series, Butterworth Filter, Meta Data Display, Time Series To Multi Column Output, Frequency Spectrum and XY Display. Загальний вигляд інтерфейсу робочого проекту обробки експериментальних даних у середовищі nCode GlyphWorks показано на рис. 4.27.

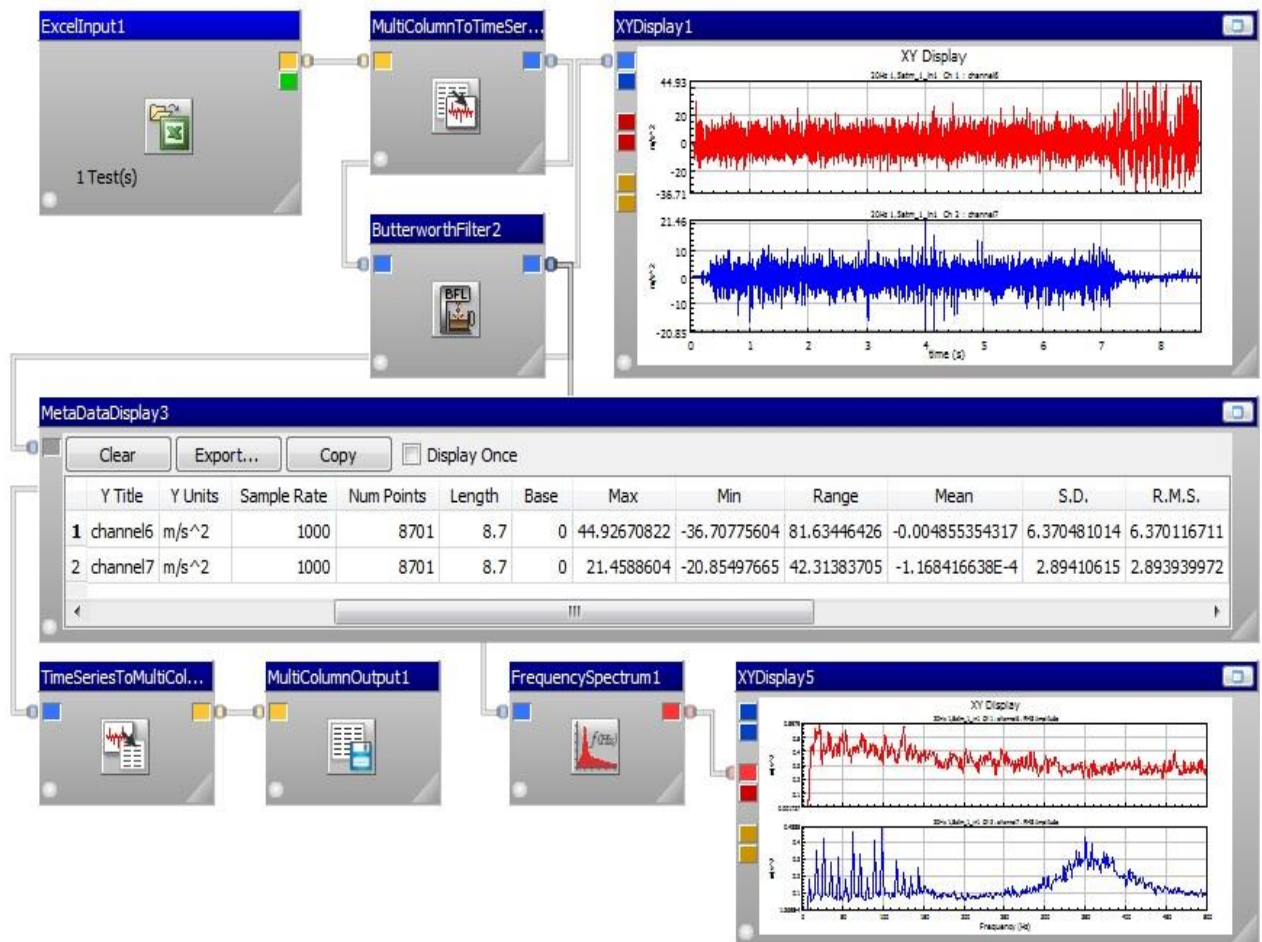


Рис.4.27. Загальний вигляд робочого проекту у середовищі nCode GlyphWorks

Функціональне призначення та структурні зв'язки між гліфами описано нижче.

Гліф Excel Input призначений для введення тестових даних у робочий проект. Для цього сформовано файл з розширенням «.xls», до якого було внесено стовпці даних з бінарних файлів результатів експериментального

дослідження. Над стовпцями даних зазначено назву каналу (*Channel6* та *Channel7*) та одиниці вимірювання ( $m/s^2$ ).

Гліф *Multi Column To Time Series* призначений для перетворення багатоколонкових даних у формат *Time Series*, з яким працює більшість гліфіф цього середовища.

Гліф *Butterworth Filter* налаштований для фільтрування високочастотних низько амплітудних коливань з метою усунення дрейфу експериментальних даних, зумовленого впливом факторів зовнішнього середовища чи внутрішніми факторами вимірювальної апаратури.

Гліф *Meta Data Display* дозволяє отримати та вивести на дисплей загальну інформацію про експериментальні дані, включаючи результати статистичної обробки.

Гліф *Frequency Spectrum* дозволяє отримати частотний спектр середньоквадратичного відхилення експериментальних даних за амплітудою, потужністю чи енергією.

Гліфи *XY Display* забезпечують виведення на екран монітора графічної інформації.

Гліф *Time Series To Multi Column Output* дозволяє перетворити дані з формату *Time Series* у багатоканальні масиви та зберегти у форматі «.csv».

Для прикладу, результати обробки експериментальних даних засобами *nCode GlyphWorks* для окремих комбінацій досліджуваних параметрів подано на рис. 4.28 – рис. 4.31.

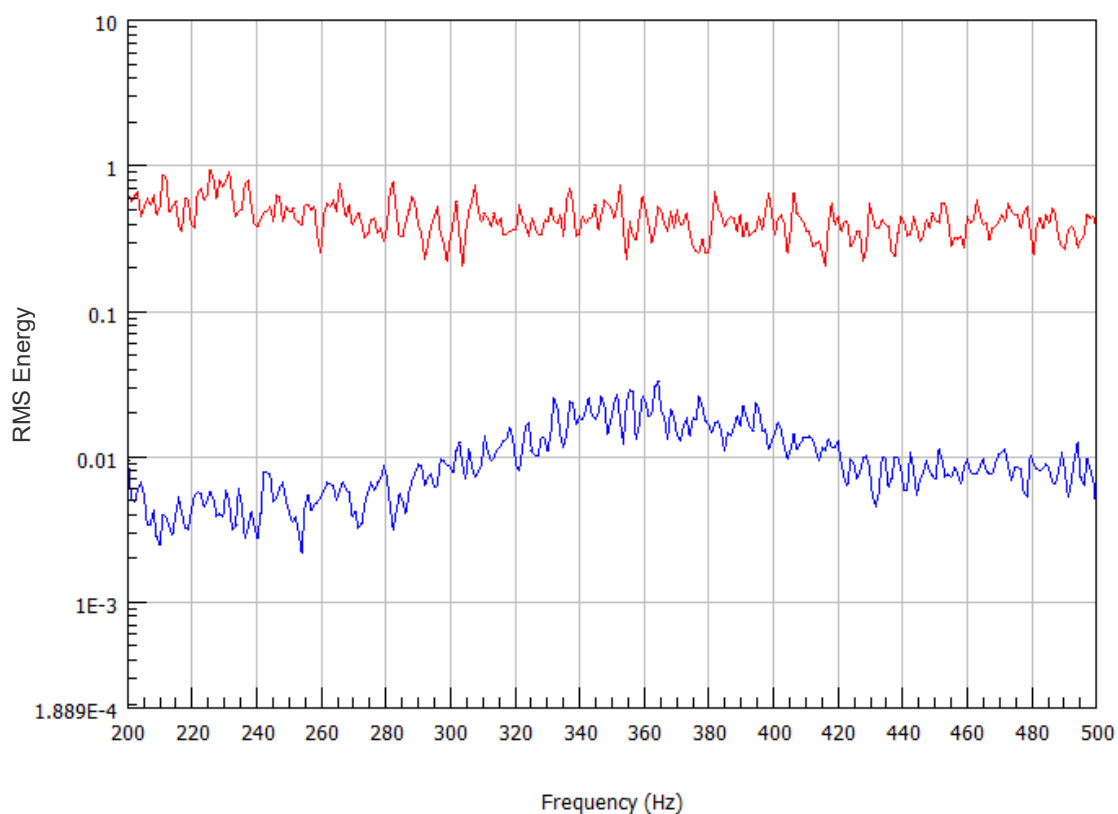


Рис. 4.28. Частотний спектр середньоквадратичного відхилення густина енергії  
коливань (10 Гц, 200 об/хв)

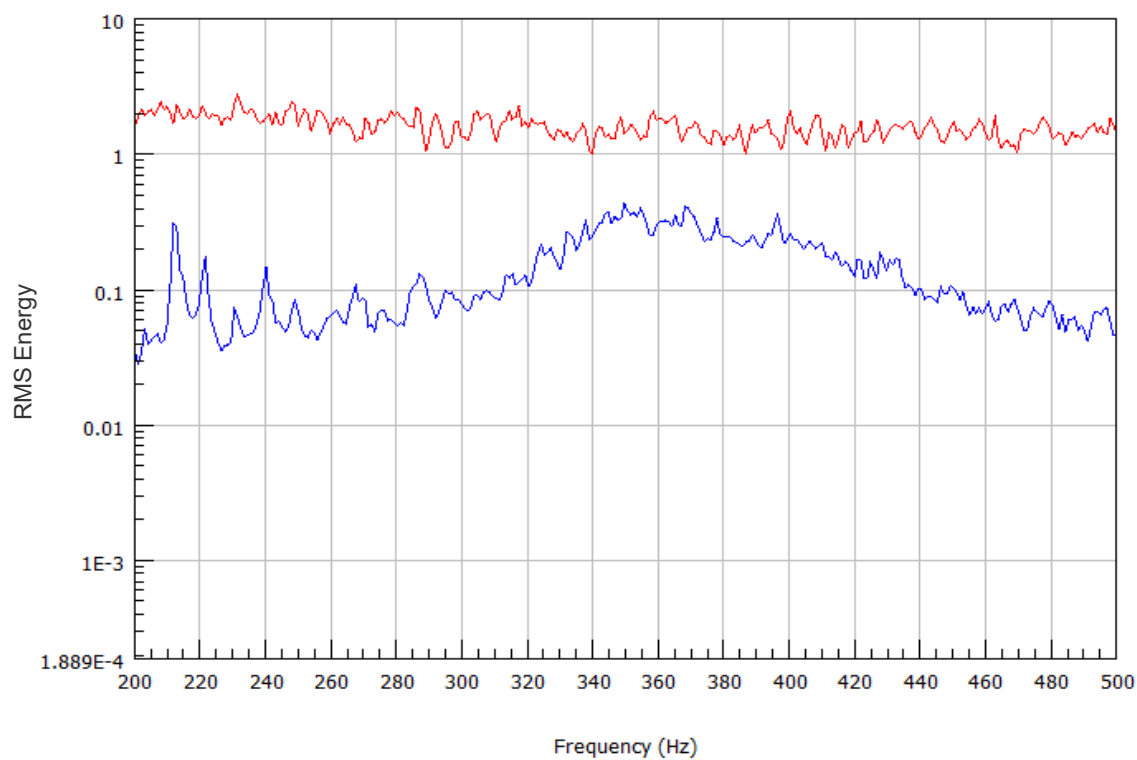


Рис. 4.29. Частотний спектр середньоквадратичного відхилення густина енергії  
коливань (20 Гц, 300 об/хв)

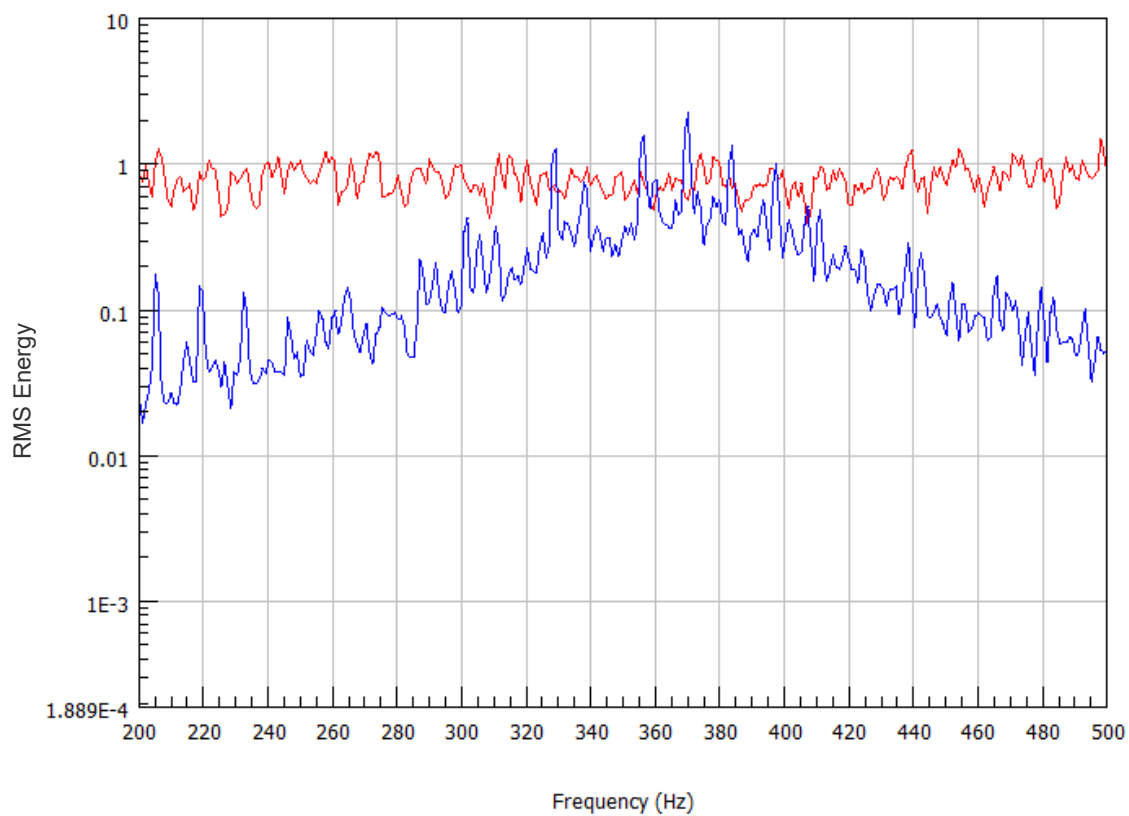


Рис. 4.30. Частотний спектр середньоквадратичного відхилення густина енергії коливань 30 Гц, 400 об/хв)

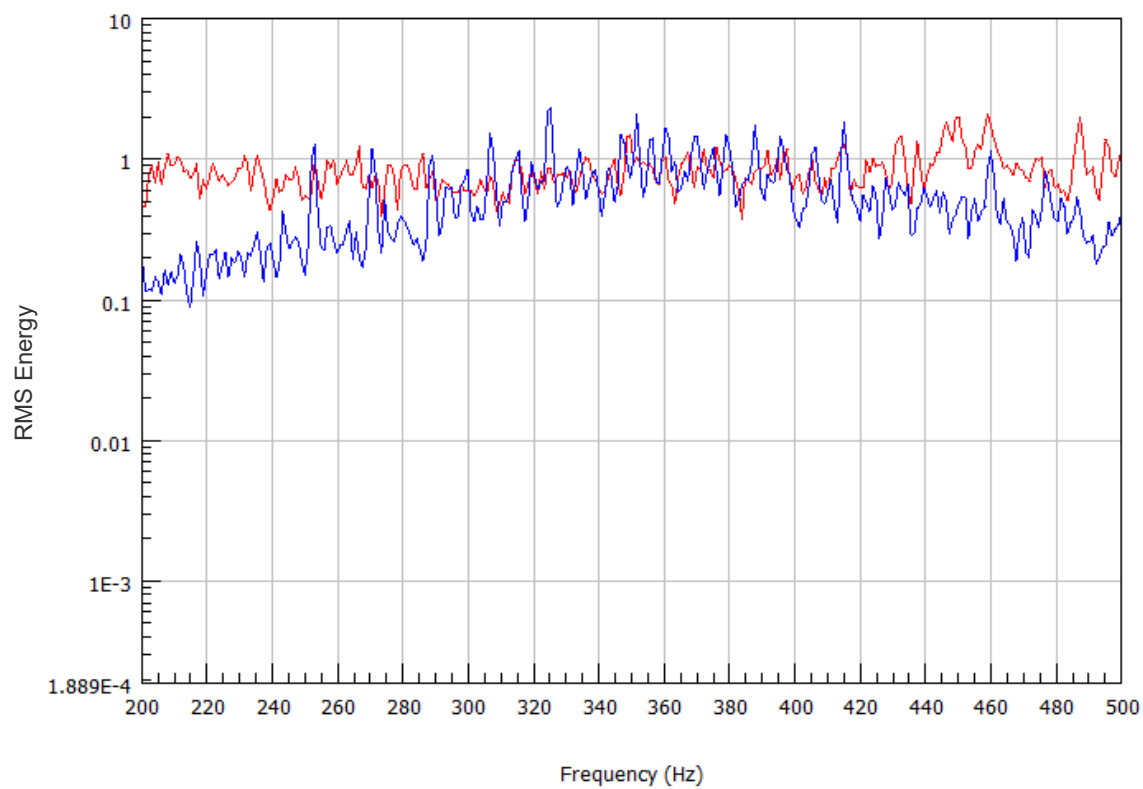


Рис. 4.31. Частотний спектр середньоквадратичного відхилення густина енергії коливань (40 Гц, 500 об/хв)



#### 4.5. Висновки

1. Представлено результати експериментальних досліджень лабораторного зразка багатофункціонального гвинтового конвеєра із змінними конусними кожухами та конусними шнеками із змінним кроком витків для переміщення і змішування матеріалів та із спеціальними конусними гофрованими шнеками також із змінним кроком витків для змішування матеріалів в процесі транспортування, під час яких встановлювали закономірності зміни продуктивності, потужності на приводі та коефіцієнта неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовими конвеєрами із звичайними конусними шнеками та гофрованими конусними шнеками від зміни основних факторів: величини збільшення кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$ , висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$ , частоти обертання гофрованого шнека  $n_1$  при транспортуванні зерен пшениці, гороху у таких межах зміни вхідних факторів:  $0,004 \leq \Delta T \leq 0,01$  (м);  $1 \leq \alpha \leq 2$  (град);  $200 \leq n \leq 500$  (об/хв);  $0,004 \leq A \leq 0,012$  (м);  $70 \leq n_1 \leq 270$  (об/хв).

2. Проведено статистичне оброблення результатів експериментальних досліджень з виведенням емпіричних рівнянь регресії, що дають можливість адекватно прогнозувати продуктивність, потужність на приводі та коефіцієнт неоднорідності змішування зерен пшениці та гороху при транспортуванні багатофункціональним гвинтовим конвеєром із змінними конусними кожухами та конусними шнеками.

3. Встановлено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку продуктивність транспортування сипкого матеріалу зростає. Максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 9,44 т/год., а мінімальна – 3,8 т/год. Максимальна продуктивність під час транспортування гороху складала 8,26 т/год., а мінімальна – 3,32 т/год. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від

200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання продуктивності транспортування в 2 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зростання продуктивності в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,07 рази.

4. За результатами досліджень встановлено, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку і висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека продуктивність транспортування сипкого матеріалу зростає. Максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 4,7 т/год., а мінімальна – 0,35 т/год. Максимальна продуктивність під час транспортування гороху складала 4,11 т/год., а мінімальна – 0,31 т/год. Збільшення частоти обертання гофрованого конусного шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зростання продуктивності транспортування в 3,36 рази. При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує зменшення продуктивності в 2,55 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,19 рази.

5. Визначено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку потужність на приводі шнека при транспортуванні сипкого матеріалу зростає. Максимальна потужність на приводі шнека під час транспортування пшениці складала 0,37 кВт, а мінімальна – 0,11 кВт. Максимальна потужність на приводі шнека під час транспортування гороху складала 0,33 кВт., а мінімальна – 0,096 кВт. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання потужності на приводі в 2,5 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град

забезпечує зростання потужності на приводі в 1,17 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності на приводі в 1,18 рази.

6. Також за результатами досліджень встановлено, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека і зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку потужність приводу обертання гофрованого конусного шнека зростає. Максимальна потужність приводу обертання гофрованого шнека під час транспортування пшениці складала 0,38 кВт., а мінімальна – 0,09 кВт. Максимальна потужність приводу обертання гофрованого шнека під час транспортування гороху складала 0,33 кВт., а мінімальна – 0,08 кВт. Збільшення частоти обертання гофрованого конусного шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зростання потужності приводу в 2,32 рази. При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує збільшення потужності приводу в 1,5 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності приводу в 1,22 рази.

7. Досліджено, що при збільшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку, кута нахилу твірної конусної поверхні шнека та зменшенні частоти обертання шнека величина коефіцієнта неоднорідності змішування пшениці та гороху звичайним конусним шнеком зменшується. Максимальне значення коефіцієнта неоднорідності змішування складало 11,8 %, а мінімальне – 9,4 %. Збільшення частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. призводить до зростання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,07 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,12 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,04 рази.

8. Встановлено, що при збільшенні частоти обертання гофрованого шнека, висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека і величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку коефіцієнт неоднорідності змішування пшениці та гороху зменшується. Максимальне значення коефіцієнта неоднорідності змішування складало 9,7 %, а мінімальне – 6,8 %. Збільшення частоти обертання гофрованого конусного шнека  $n_1$  від 70 об/хв. до 270 об/хв. призводить до зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,15 рази. При цьому збільшення висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека  $A$  від 0,004 м до 0,012 м забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,04 рази.

9. Коефіцієнт неоднорідності змішування звичайним конусним шнеком є в 1,38 рази вищим ніж коефіцієнт неоднорідності змішування гофрованим конусним шнеком в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв, поряд з цим продуктивність звичайного конусного шнеком є вищою 1,53 рази. Якщо дозволяється технічними вимогами коефіцієнт неоднорідності змішування більше 9,8%, то доцільно використовувати звичайні конусні шнеки для одночасного транспортування та змішування матеріалів.

## РОЗДІЛ 5

### ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ З РОЗШИРЕНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ

#### 5.1. Моделювання гвинтового робочого органу багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів

За допомогою пакету прикладних програм було створено комп'ютерну модель багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів, а перспективні конструкції гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями наведено в додатку К, на основі яких отримано патенти України на корисні моделі. Загальний вигляд моделі та позначення для подальших розрахунків представлено на рис. 5.1.

Для розрахунку кута закручування секції  $\varphi$  та одержання графічних залежностей від крутного моменту було зроблено моделювання за відповідних умов досліду. Один проміжний елемент жорстко закріплювали (на рис. 5.2 знизу), а до іншого прикладали крутний момент.

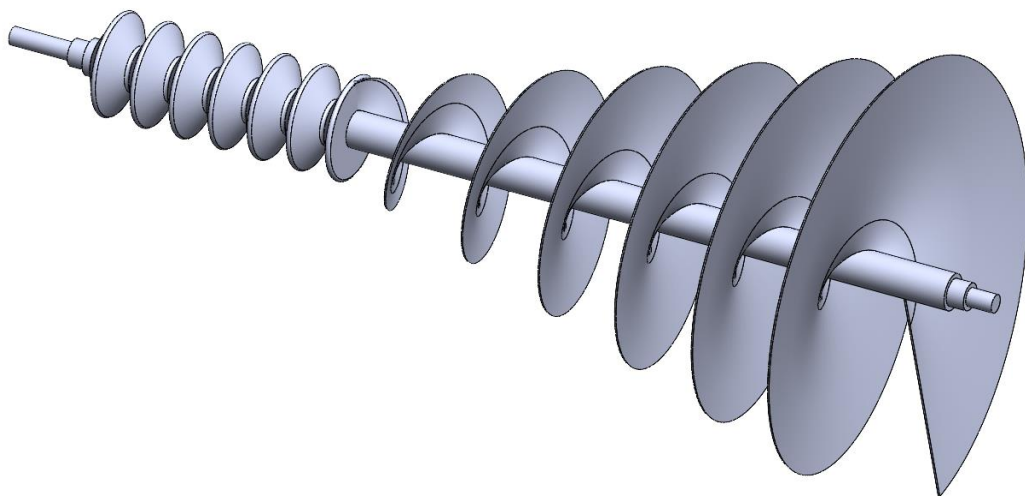


Рис. 5.1. Модель фрагмента робочого органу багатофункціонального гвинтового конвеєра

Сітка на основі змішаної кривизни (рис. 5.2) з максимальним розміром елемента 25 мм та мінімальним розміром 1,25 мм (мінімальна кількість елементів в колі – 8, співвідношення збільшення розміру сітки кінцевих елементів – 1,4).

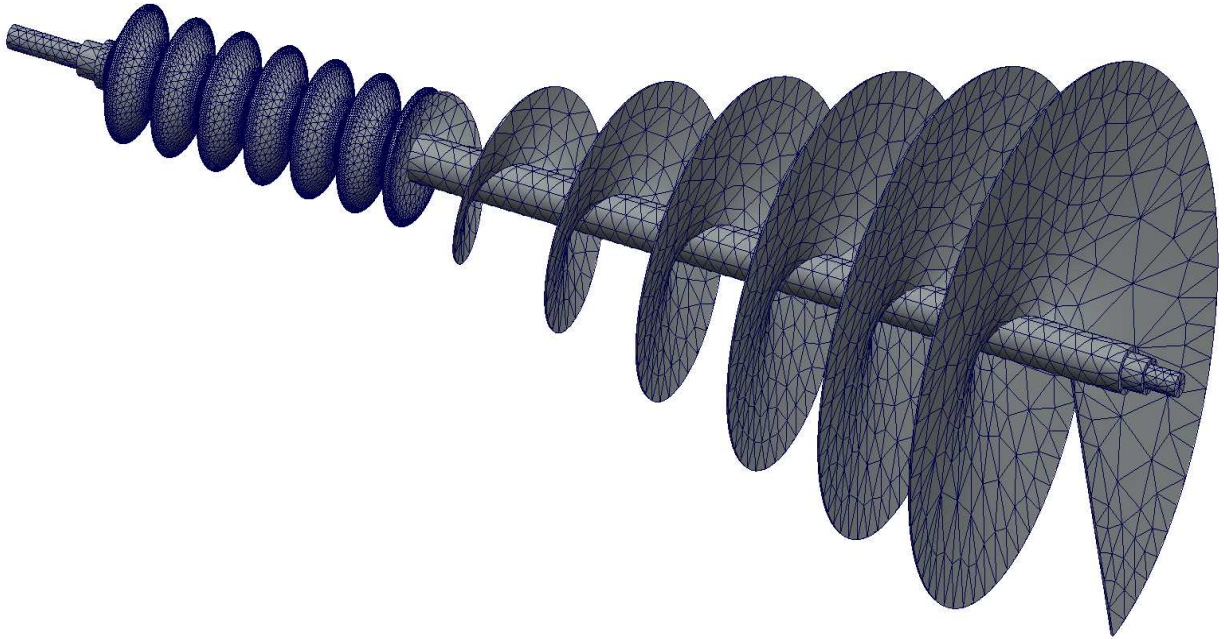


Рис. 5.2 Скінченно-елементна модель робочого органу багатофункціонального гвинтового конвеєра

Умови закріплення – ковзаючі шарніри (підшипники) на кінцях вала (рис. 5.3). Зліва – шарнір з однією степенню вільності (лише обертання, без лінійних переміщень), справа – ковзаючий шарнір без обертання та переміщення.

Умови навантаження – крутний момент 10 Н м на лівому кінці вала (з боку приєднання мотора) та осьове зусилля, розподілене по координатних осях: вздовж осі вала – 1000 Н (вісь X) та поперек осі вала у двох взаємоперпендикулярних площинах – по 500 Н (вздовж осей Y та Z).

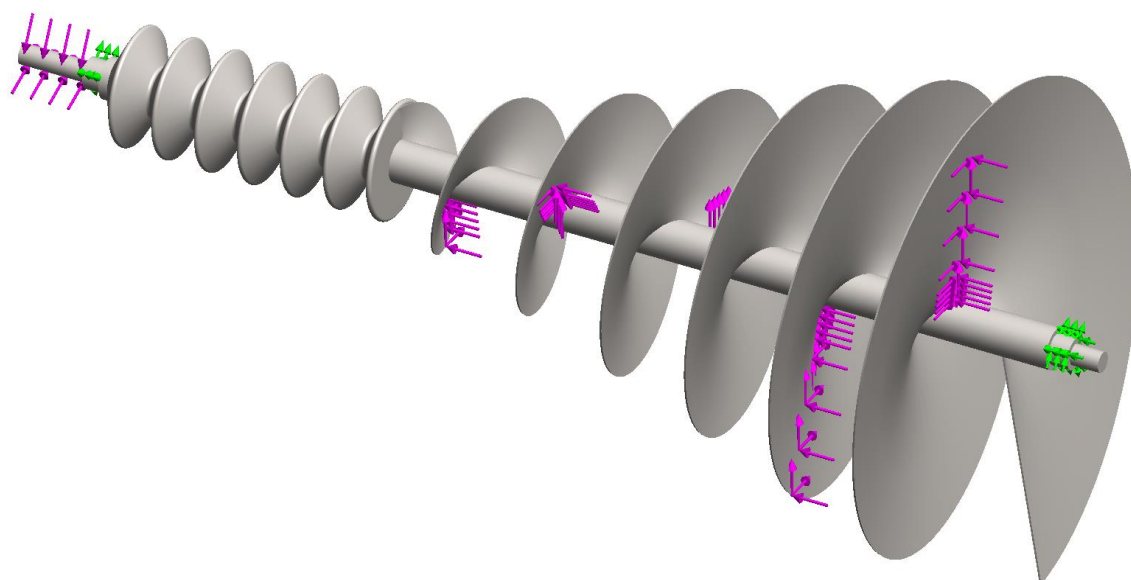


Рис. 5.3. Модель робочого органу багатофункціонального гвинтового конвеєра з прикладеним до неї навантаженням

Далі у вікні програми отримували графічне відображення ізограми розподілу напружень робочого органу (рис. 5.4) та ізограми деформації робочого органу (рис. 5.5) та під дією прикладеного зусилля.

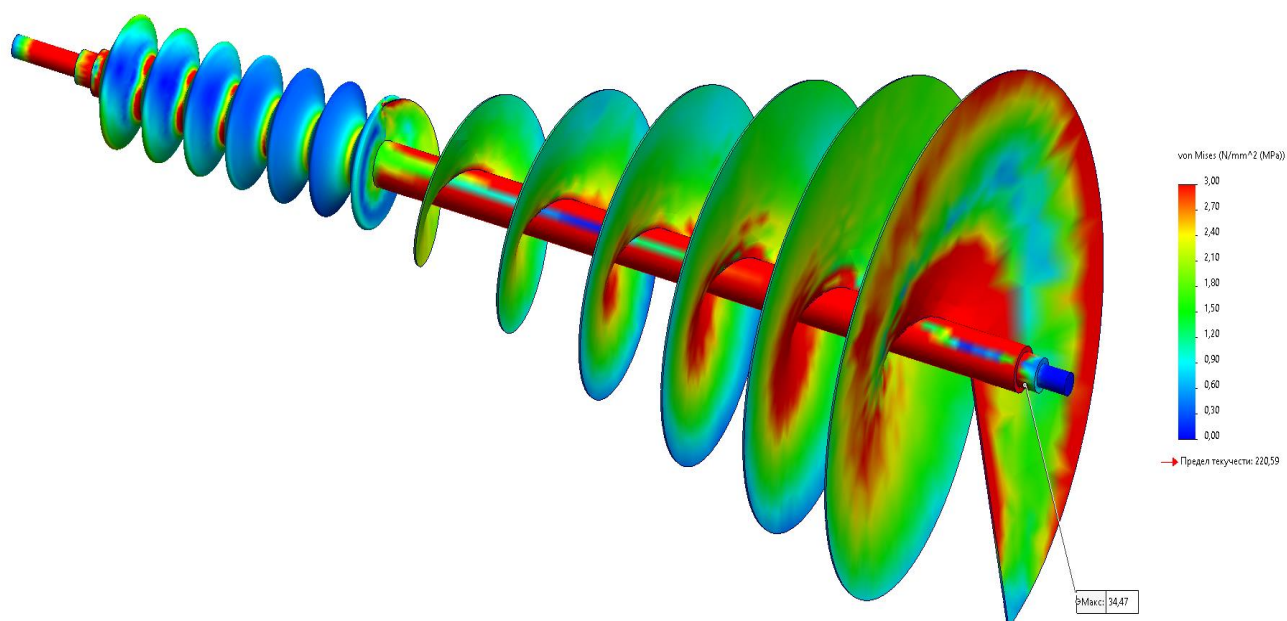


Рис. 5.4. Ізограма розподілу напружень

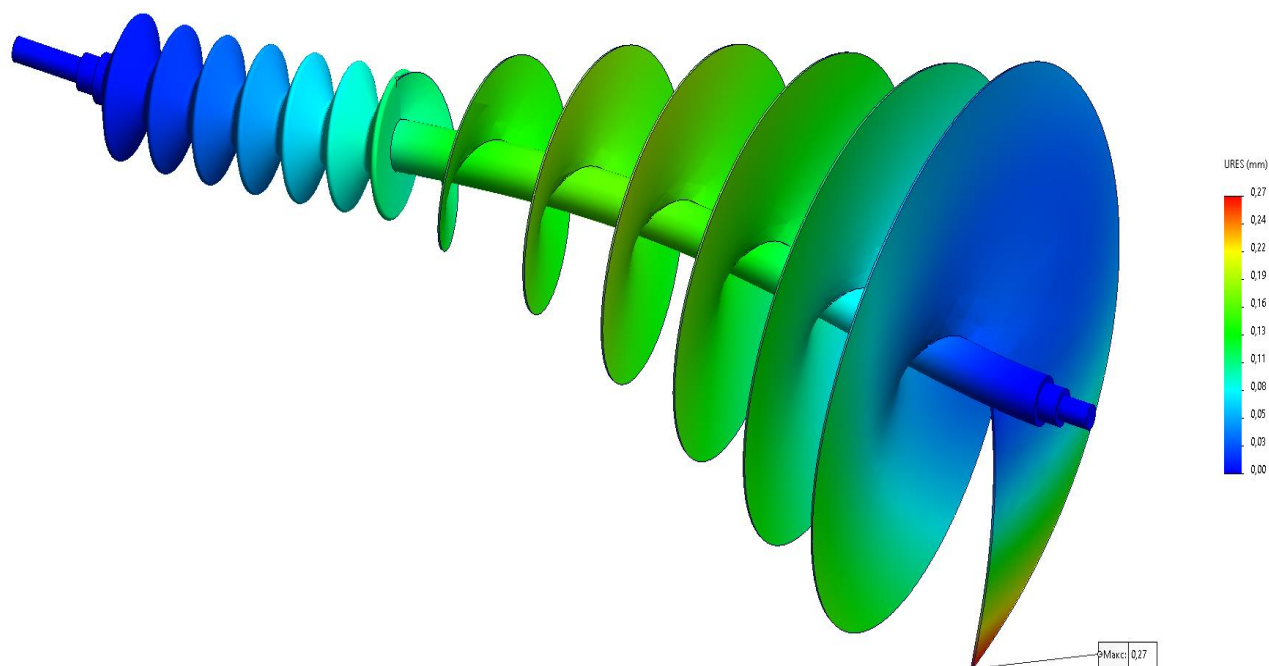


Рис.5.5. Ізограма загальної деформації

Із рис. 5.4 видно, що максимальні напруження спостерігаються на вихідному кінці конічного шнека та становлять  $\approx 34,5$  МПа, а з рис. 5.16 максимальні загальні переміщення спостерігаються на вільному кінці конічної спіралі і становлять 0,27 мм.

Також можна встановити неоднорідність розподілу деформацій вздовж осі Z (кручення) (рис. 5.6) та переміщення вздовж осі X (рис. 5.7) гвинтового робочого органу.

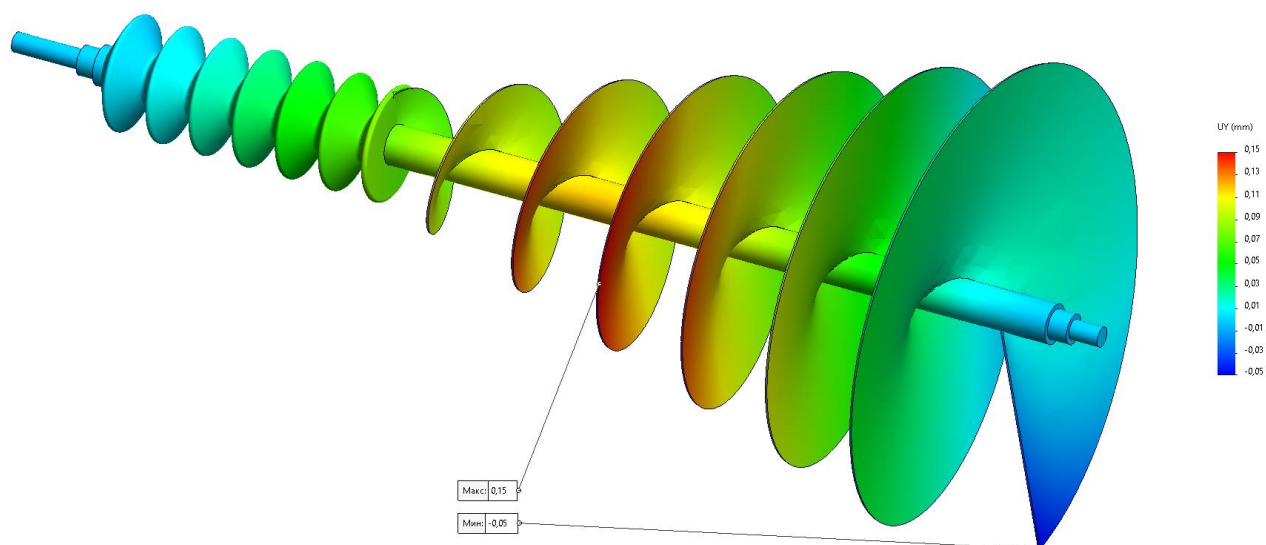


Рис. 5.6. Ізограма деформації вздовж осі Z (кручення)



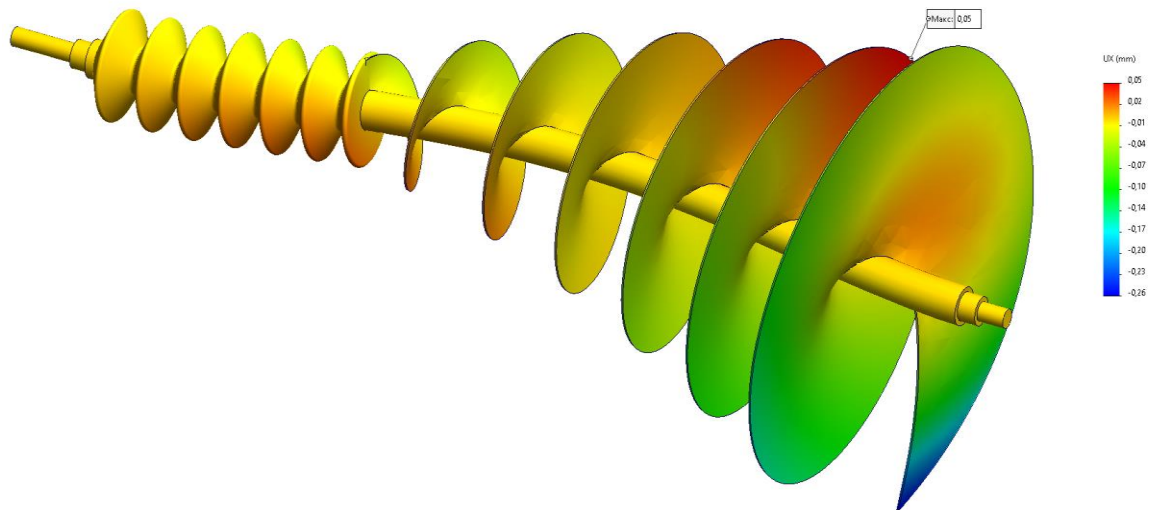


Рис. 5.7. Ізограма деформації вздовж осі X.

Встановлено (рис. 5.6), що максимальні переміщення вздовж осі Z становлять 0,15 мм і спостерігаються у середній частині спірального шнека, де радіус спіралі становить 200 мм. Цьому переміщенню відповідає кут закручування:  $\varphi = \arctan(0,15/200) \approx 0,04^\circ$ . З рис. 5.7. видно, що максимальні переміщення вздовж осі X становлять 0,05 мм і спостерігаються на передостанній спіралі шнека.

## 5.2. Алгоритм роботи програми для розрахунку продуктивності гвинтового конвеєра

Для розрахунку протуктивності гвинтового конвеєра розроблена програма на мові C#, яка наведена в додатку В. На основі математичної моделі нами було розроблено наступний алгоритм роботи програми, вікно якої представлено на рис. 5.8. Згідно нашої моделі ми вибрали найбільш істотні параметри і здійснили розрахунок продуктивності для кожної відповідної комбінації вхідних параметрів рис. 5.9.

1. Першим кроком ми вводимо діапазон допустими величин для кожного набору даних і формуємо крок обрахунку.

2. Другим кроком кроком ми обраховуємо потужність на основі фіксованих величин вхідних параметрів.
3. Третім кроком ми обраховуємо продуктивність на основі тих самих фіксованих величин вхідних параметрів.
4. Перевірки на валідність отриманих результатів.
5. Отримані дані зберігаємо для подальшого аналізу отриманих результатів.
6. Змінюємо крок вхідного параметра і проводимо обрахунки повторно.
7. Після закінчення всіх обрахунків ми отримали продуктивність для кожного набору вхідних даних.
8. Вибираємо найоптимальніший результат для отриманого набору даних.

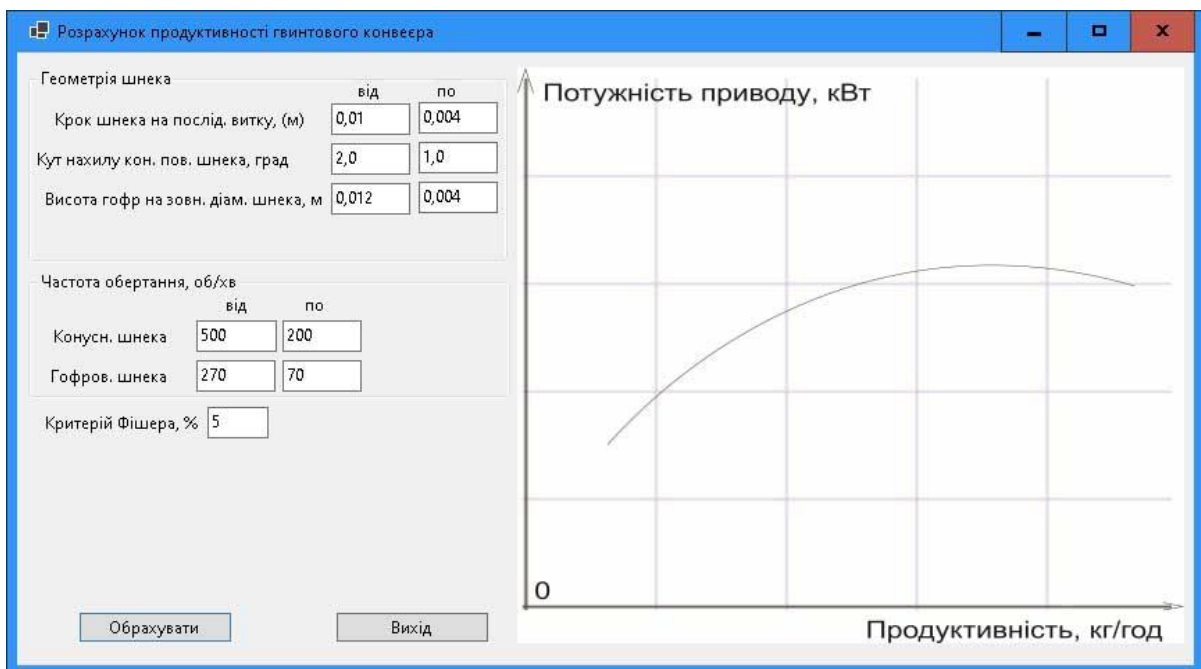


Рис. 5.8. Вікна програми розрахунку продуктивності

Враховуючи те, що в нас є п'ять основних параметрів і необхідно було провести обрахунки для всіх можливих варіантів вхідних параметрів, нами було прийняте рішення розділити обрахунки в окремі потоки. В програмі були використані такі технології:

1. Parallel Tasks. Розділення в окремі потоки допомогло зробити обрахунок набагато швидше.

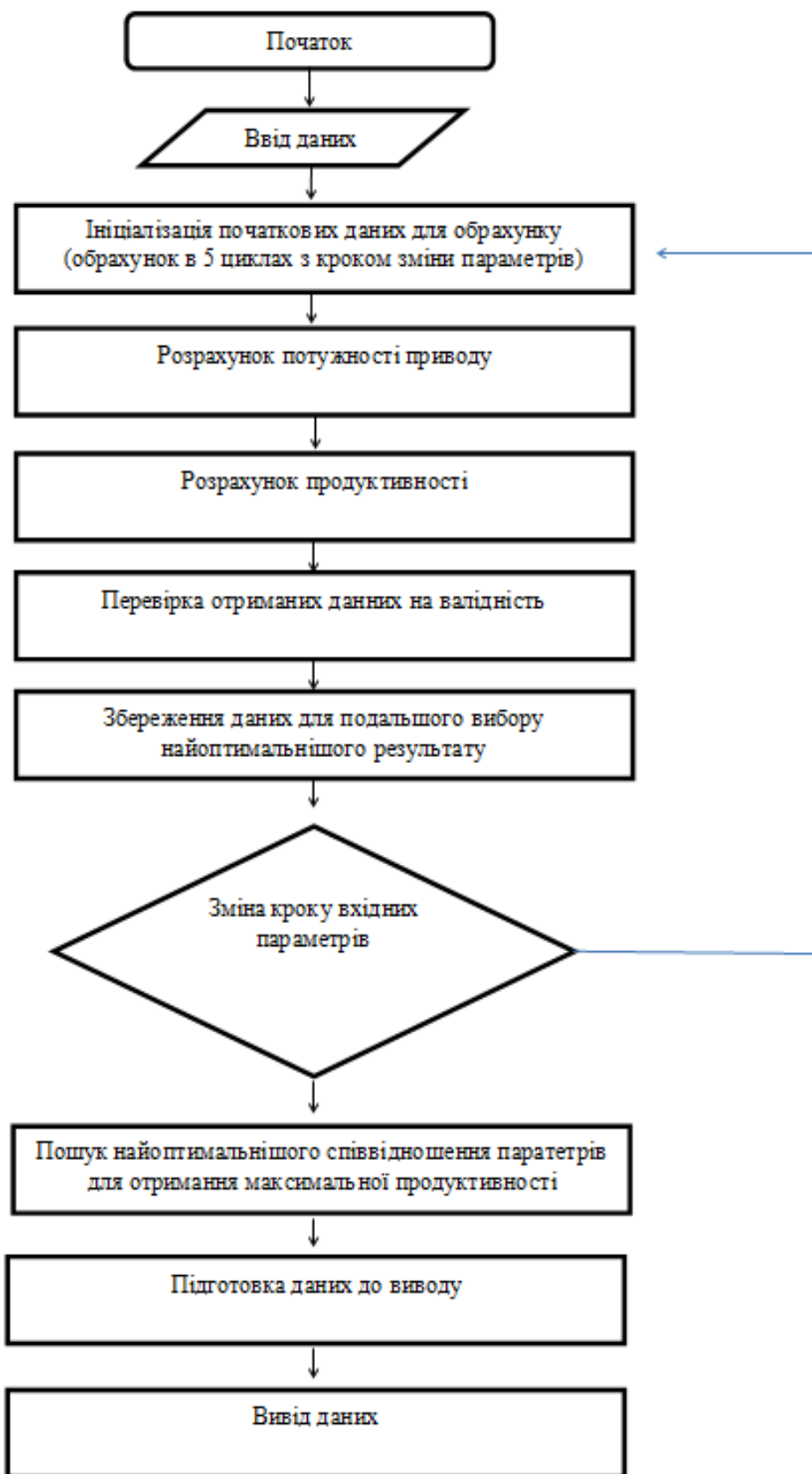


Рис. 5.9. Блок-схема перевірки адекватності математичної моделі

2. Рекурсія. Для пошуку розв'язку були розроблені рекурсивні процедури.
3. LINQ. Пошук найоптимальнішого результату здійснювався за допомогою мови запитів LINQ (проміжні результати були збережені в п'ятивимірному масиві, за кількістю вхідних параметрів).
4. ADO.NET. Проміжні результати обрахунків зберігалися в таблицях на SQL Server.
5. DynamicDataDisplay. Ця бібліотека з відкритим кодом використовується для побудови графіків.
6. Linear Programming. Ця бібліотека була використана для математичних обрахунків.

Програма зберігає всі проміжні результати розрахунків і вони можуть бути використані для додаткового аналізу. Внаслідок складності математичної моделі була проведена додаткова валідація отриманих проміжних результатів.

#### **5.4. Техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів**

Для обґрунтування вибору транспортерів для транспортування-змішування сипких вантажів проведемо їх порівняльний техніко-економічний аналіз.

Механізми з гвинтовими робочими органами отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства завдяки концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням. Специфіка їх роботи зумовлена різноманітністю операцій технологічних процесів, а також регіологічними можливостями транспортуючих матеріалів, номенклатурою і конструктивними параметрами.

Відповідно до рис. 2.1 представлена структурна схема ГК з жорстким валом з розширеними технологічними можливостями змішування, та рис. 2.2. гвинтові робочі органи для виконання різних технологічних операцій, з різними конструктивними елементами.

При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів (КЕ), (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів.

Визначення собівартості будь-якого конвеєра можна здійснювати за формулою [33, 35]:

$$C_B = k_{mp-z} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^l C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (5.1)$$

де  $k_{mp-z}$  – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати,  $k_{mp-z} = 1,05 \dots 1,15$ ;  $B_n$  – вартість стандартних КЕ, що закуповуються (електродвигунів, редукторів, елементів керування тощо), грн.;  $C_r$  – собівартість типових КЕ, що виготовляються із сортового металопрокату (жолобів, елементів розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних елементів тощо), грн.;  $C_y$  – собівартість оригінальних КЕ (робочих органів, спеціальних муфт тощо), грн.;  $m, l, o$  – відповідно кількість стандартних, типових і оригінальних КЕ, шт.;  $k_{допл}$  – коефіцієнт доплат,  $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$ ;  $k_{доод}$  – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників,  $k_{доод} = 1,03 \dots 1,1$ ;  $k_{нар}$  – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування,  $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$ ;  $c_3$  – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.;  $T_h$  – трудомісткість складання і налагодження конвеєра, нормо/год.

Часткові рішення при визначенні собівартості окремих видів конвеєрів є наступними (у приведених формулах вартість запобіжних чи пружних муфт є стандартними, але слід враховувати, що вони можуть бути також і типовими чи оригінальними КЕ):

- визначення собівартості жорсткого складного гвинтового конвеєра (ГК) можна проводити за формулою [29]:

$$C_{ГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГ1} + B_{nГ2} + B_{nГ3} + B_{nГ4}) + i_{ГК} \cdot C_{rГ5} + C_{rГ6} + C_{rГ7} + i_{ГК} \cdot C_{yГ8} + k_{доп1} \cdot k_{доп} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (5.2)$$

де  $B_{nГ1}$  – вартість приводу (електродвигуна), грн.;  $B_{nГ2}$  – вартість передачі чи редуктора, грн.;  $B_{nГ3}$  – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.;  $B_{nГ4}$  – вартість елементів керування, грн.;  $i_{ГК}$  – кількість жолобів (шнеків), шт.;  $C_{rГ5}$  – собівартість жолоба, грн.;  $C_{rГ6}$  – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.;  $C_{rГ7}$  – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.;  $C_{yГ8}$  – собівартість жорсткого шнека ГК, грн.;

Витрати на технічний огляд і ремонт конвеєрів за весь термін експлуатації укрупнено визначаються за формулою [35, 57]:

$$C_{ТО} = \sum_{t=1}^x (C_B \cdot k_{nc} \cdot k_{под} \cdot k_{np}) / (1 + u)^t, \quad (5.3)$$

де  $k_{nc}$  – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і позавиробничих витрат),  $k_{nc} = 1,1 \dots 1,7$ ;  $k_{под}$  – коефіцієнт, що враховує величину податку на додану вартість;  $k_{np}$  – коефіцієнт річного відрахування на ТО і ремонт,  $k_{np} = 1,05 \dots 1,2$ .

Економічний ефект від застосування нової конструкції змішувача сипких матеріалів визначається за формулою [29, 35]

$$E = (C_1 - C_2)A - E_n K, \quad (5.4)$$

де  $C_1$  – наявна технологічна собівартість виготовлення однієї деталі;  $A$  – річна програма випуску деталей із застосуванням нового технологічного процесу;  $C_2$  – технологічна собівартість виготовлення однієї деталі методом навивання на оправу;  $E_n$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності технологічного процесу;  $K$  – грошові витрати, пов'язані із впровадженням нової технології.

Остаточне рішення про впровадження як запропонованого, так і будь-якого іншого механізму або машини приймають на основі розрахунків

економічної ефективності [144-146]. Важливим показником є річний економічний ефект. Проте відомий порядок його визначення, що базується на різниці наведених витрат, не завжди забезпечує об'єктивність результатів. Очевидно, що прогресивніші технологічні процеси вимагають підвищення поточних витрат, які компенсуються покращенням експлуатаційних та якісних параметрів.

Вивчення впливу різних технологічних і конструктивних параметрів на процеси змішування дозволило розробити нові конструкції деяких вузлів змішувачів що забезпечить змішування з необхідною якістю. У зв'язку з цим річний економічний ефект від впровадження запропонованого змішувача порівняно з іншими можна визначити за аналогічною (5.4) формулою

$$E = [(P_1 - P_2)A - E_n(K_1 - K_2)], \quad (5.5)$$

де  $P_1, P_2$  - прибуток на одиницю продукції відповідно до і після впровадження нового технологічного процесу виготовлення навивних заготовок;  $K_1, K_2$  - питомі грошові вкладення на одиницю продукції відповідно до і після впровадження нового технологічного процесу.

Переваги показника прибутку, який використовується у розрахунках річного економічного ефекту, полягають у тому, що він порівняно із собівартістю продукції повніше відображає результати ефективності нових видів продукції.

Проте, розрахунки, проведені за даною формулою, показують, що сума економічного ефекту від впровадження запропонованого змішувача нижча в рівнянні з іншими методами.

Тому, економічний ефект у даному випадку проявляється в покращанні виробничих та експлуатаційних характеристик процесу змішування і становить частину народногосподарського ефекту, створеного від використання таких змішувачів.

Так, наприклад, економічна ефективність від експлуатації змішувача з гвинтовим робочим органом визначається за формулою [35]

$$E_p = C_1 \left( Q \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} - 1 \right) + \Delta I + \Delta K_c, \quad (5.6)$$

де  $C_1$  - оптова ціна змішувача з гвинтовим робочим органом,  $C_1=42675$  грн;

$Q$  - узагальнений показник технічного рівня нового змішувача, приймаємо  $Q=1,06$ ;

$T_1, T_2$  - терміни служби (до капітального ремонту) відповідно базового й нового виробу, років;  $T_1=2$  роки;  $T_2=3$  роки;

$E_n$  - нормативний коефіцієнт ефективності,  $E_n=0,15$ ;

$\Delta I$  - зміна потокових експлуатаційних витрат споживача, грн;

$\Delta K_c$  - зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача

$$\Delta I = \frac{I_1 - I_2}{1/T_2 - E_n}; \quad (5.7)$$

де  $I_1$  і  $I_2$  - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним відповідно базового й нового виробу.

Річні експлуатаційні витрати охоплюють затрати трудових, матеріальних, енергетичних ресурсів і витрати на утримання устаткування й спорядження. Оскільки при впровадженні нового виробу зменшуються лише витрати на утримання змішувача з гвинтовим робочим органом, а всі інші витрати не змінюються, то  $I_1$  і  $I_2$  можна замінити  $I_{об1}$  і  $I_{об2}$ , де  $I_{об1}$  і  $I_{об2}$  - відповідно витрати на утримання базового нового змішувача, значення яких наведені в табл. 5.1.



Таблиця 5.1

## Витрати на утримання устаткування

Статті витрат	$I_{об1}$ , грн	$I_{об2}$ , грн
На технічне обслуговування	180	160
Біжучий ремонт	200	140
Капітальний ремонт	180	150
Усього:	560	450

Згідно з табличними даними

$$\Delta I = \frac{560 - 450}{0,48} = 229,17;$$

$$\Delta K_c = \frac{E_n(K_{c1} - K_{c2})}{1/T_2 + E_n}, \quad (5.8)$$

де  $K_{c1}$  і  $K_{c2}$  - супровідні капіталовкладення споживача при використанні ним відповідно базового і нового змішувача,  $K_c = K - Ц(1 + k_{мм})$ ; де  $K$  - повні капіталовкладення, грн;

$Ц$  - оптова вартість виробу, для нового робочого органу  $Ц_2 = 44010$  грн;  $K_{мм}$  - коефіцієнт транспортно-монтажних витрат,  $K_{мм} = 0,1$ .

Враховуючи, що повні капіталовкладення виробника для базового та нового виробу будуть однакові, отримаємо

$$K_{c1} - K_{c2} = K - 1,1Ц_1 - K + 1,1Ц_2 = 1,1(Ц_2 - Ц_1) = 1,1 \cdot 1335 = 1468,5 \text{ грн.}$$

$$\Delta K_c = \left( \frac{0,15 \cdot 1468,5}{0,48} \right) = 458,9 \text{ грн..}$$

Річний економічний ефект від використання змішувачів оснащених гвинтовими робочими органами, виготовленими із заготовок одержаних методами навивання, становить

$$E_p = 42675 \left( 1,06 \cdot \frac{0,65}{0,483} - 1 \right) + 229,17 + 458,9 = 18889 \text{ грн.}$$

## 5.6. Висновок

1. Проведено моделювання багатофункціонального гвинтового конвеєра оснащеного гвинтовим конічним робочим органом, яке показало, що максимальні напруження спостерігаються на вихідному кінці конічного шнека та становлять  $\approx 34,5$  МПа, а максимальні загальні переміщення  $0,27$  мм. Встановлено що максимальні переміщення вздовж осі Z становлять  $0,15$  мм і спостерігаються у середній частині спірального шнека, де радіус спіралі становить  $200$  мм і відповідає кут закручування  $\varphi=0,04$ .

2. Приведено візуалізація розрахунку протуктивності залежно від кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  та висоти гофр на зовн. діаметрі шнека та розроблено алгоритм математичної моделі, який дозволяє краще зрозуміти процес транспортування тв змішування сипких матеріалів для кожної відповідної комбінації вхідних параметрів з використанням технології LINQ.

3. На основі досліджень отримано наукові та практичні результати з рекомендаціями та частковим впровадженням у ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі. Річний економічний ефект від використання багатофункціонального гвинтового конвеєра оснащеного гвинтовим робочим органом, виготовленим із заготовок одержаних методами навивання, становить  $18889$  грн. Ефект від впровадження нової конструкції багатофункціонального гвинтового конвеєра із конічним робочим органом за рахунок зменшення енерговитрат становить близько  $1468,5$  грн.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертації виконано теоретичне та експериментальне нове вирішення наукової задачі підвищення ефективності транспортування та змішування сипких матеріалів шляхом проектування і обґрунтування параметрів гвинтових багатофункціональних конвеєрів із розробленням теоретичних передумов, конструктивного вдосконалення технологічного устаткування. На основі структурного морфологічного синтезу і механіко-математичних методів моделювання розроблено багатоваріантні структури конструктивних та функціональних можливостей реалізації процесів транспортування та змішування сипких матеріалів гвинтовими конвеєрами з розширенням їх технологічних та конструктивних множин із генеруванням можливих альтернатив для кожного із трьох ієрархічних рівнів.

2. Теоретично обґрунтовано технологічний процес транспортування і змішування сипких матеріалів конусоподібним гвинтовим конвеєром для визначення кінематичних та експлуатаційних параметрів, що забезпечують стабільну роботу таких змішувачів. Отримано аналітичні залежності для визначення зміни зовнішнього радіуса шнека  $R$  та внутрішнього радіуса кожуха, при якій початковий радіус шнека  $R_0$  зростає на величину  $\Delta R$  на кожному наступному витку. Встановлено, що приріст  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку конусоподібного гвинтового конвеєра суттєво впливає на збільшення швидкості вантажу, що сприяє інтенсифікації процесу змішування. Зокрема при збільшенні приросту  $\Delta R$  радіуса переміщення вантажу на одному витку від 1 мм до 5 мм призводить до зростання швидкості вантажу від 1,28 рази до 2,44 рази.

3. Розроблено математичну модель динаміки багатофункціонального конвеєра та отримано аналітичні залежності, які були базовими для визначення закону зміни визначальних параметрів коливального процесу залежно від зовнішніх та внутрішніх чинників системи. Встановлено, що амплітуда переходу через головний резонанс для більших значень швидкостей відносного руху оброблювального середовища є більшою. Збільшення відносної швидкості

від 2 м/с до 5 м/с при значеннях параметрів  $m=15$  кг/м,  $m_1=10$  кг/м спричиняє збільшення амплітуди переходу через головний резонанс на 17%, а при  $m=30$  кг/м,  $m_1=10$  кг/м - на 54%. Отримано аналітичні залежності для описання погонної маси оброблювального середовища за незмінної відносної швидкості його руху, яка спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс. Збільшення погонної маси від 25 кг/м до 40 кг/м при відносній швидкості його руху 4 м/с спричиняє збільшення амплітуди переходу через резонанс на 61%.

4. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування та змішування сипких матеріалів, а також механічних характеристик гвинтових конвеєрів в широкому діапазоні частоти обертання при плавному та різкому пуску, зміні частоти обертання і реверсуванні в процесі досліджень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти серії Altivar 71 та універсальної вимірювальної системи з акселерометрами для визначення динамічних навантажень з отриманням відповідних даних у ПК. В процесі проведення експериментальних досліджень встановлено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку максимальна продуктивність під час транспортування пшениці складала 9,44 т/год., а мінімальна – 3,8 т/год. Із збільшенням частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. відбувається зростання продуктивності в 2 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зростання продуктивності в 1,18 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання продуктивності в 1,07 рази.

5. За результатами досліджень встановлено, що при збільшенні кута нахилу твірної конусної поверхні шнека, частоти обертання шнека та зменшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку максимальна потужність на приводі шнека під час транспортування пшениці

складала 0,37 кВт, а мінімальна – 0,11 кВт. Із збільшенням частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв. до 500 об/хв. відбувалось зростання потужності на приводі в 2,5 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зростання потужності на приводі в 1,17 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання потужності на приводі в 1,18 рази.

6. Досліджено, що при збільшенні величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку, кута нахилу твірної конусної поверхні шнека та зменшенні частоти обертання шнека максимальна величина коефіцієнта неоднорідності змішування складала 11,8 %, а мінімальна – 9,4 %. Із збільшенням частоти обертання конусного шнека  $n$  від 200 об/хв до 500 об/хв відбувається зростання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,07 рази. При цьому збільшення кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$  від 1 град до 2 град забезпечує зменшення коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,12 рази, а зміна величини приросту кроку шнека на кожному послідовному витку  $\Delta T$  від 0,004 м до 0,01 м призводить до спадання коефіцієнта неоднорідності змішування в 1,04 рази. Коефіцієнт неоднорідності змішування звичайним конусним шнеком є в 1,38 рази вищим ніж коефіцієнт неоднорідності змішування гофрованим конусним шнеком в межах досліджуваних частот обертання шнеків від 200 об/хв до 270 об/хв, поряд з цим продуктивність звичайного конусного шнеком є вищою 1,53 рази.

7. Проведено моделювання багатофункціонального гвинтового конвеєра оснащеного гвинтовим конічним робочим органом, яке показало, що максимальні напруження спостерігаються на вихідному кінці конічного шнека та становлять  $\approx 34,5$  МПа, а максимальні загальні переміщення 0,27 мм. Встановлено, що максимальні переміщення вздовж осі  $z$  становлять 0,15 мм і спостерігаються у середній частині спірального шнека, де радіус спіралі становить 200 мм і відповідає куту закручування  $\varphi=0,04$  рад. Приведено візуалізацію розрахунку протуктивності гвинтового конвеєра залежно від кроку

шнекана кожному послідовному витку  $\Delta T$ , кута нахилу твірної конусної поверхні шнека  $\alpha$ , частоти обертання шнека  $n$  та висоти гофр на зовнішньому діаметрі шнека та розроблено алгоритм математичної моделі, який дозволяє краще зрозуміти процес транспортування та змішування сипких матеріалів для кожної відповідної комбінації вхідних параметрів з використанням технології LINQ.

8. Наведено перспективні конструкції гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями та їх дослідження, на основі яких отримано 11 патентів України на корисні моделі. На основі досліджень отримано наукові та практичні результати з рекомендаціями та частковим впровадженням у ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі. Річний економічний ефект від використання багатофункціонального гвинтового конвеєра, оснащеного гвинтовим робочим органом, виготовленим із заготовок одержаних методами навивання, становить 18889 грн. Ефект від впровадження нової конструкції багатофункціонального гвинтового конвеєра із конічним робочим органом за рахунок зменшення енерговитрат становить близько 1468,5 грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Барановський В. М., Соломка В. О., Онищенко В. Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра. *Вісник Харківського дер. техн. ун-ту сільського господарства*. Харків, 2001. Вип. 8. Т. 2. С. 209-215.
2. Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.08. Донецьк, 2004. 18 с.
3. Бойко А. І., Куликівський В. Л. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин. *Вісник Харківського нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. П. Василенка*. Харків, 2011. Вип. 93. Т. 1. С. 199-205.
4. Бойко А. І., Савченко В. М., Куликівський В. Л. Визначення зусиль, що діють на периферійну частину витка шнека. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2011. Вип. 21. Т. 1. С. 15-26.
5. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. К. : УСХА, 1960. 216 с.
6. Василенко П. М., Василенко И. И. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов. М. : Агропромиздат, 1985. 224 с.
7. Василенко П. М., Погорельый Л. В. Основы научных исследований. К. : Вища школа, 1985. 266 с.
8. Васильків В. В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.02.08. Львів, 2015. 47 с.
9. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 1999. 20 с.
10. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом: пат. 128417 Україна: МПК В65G 33/00, В65G 33/34 . № а 201805638; заявл. 21.05.18; опубл. 10.09.18, Бюл. № 17. 5 с.

11. Гвинтовий змішувач-завантажувач: пат. 125652 Україна: МПК B65G 33/00. № а 201711062; заявл. 13.11.17; опубл. 25.05.18, Бюл. № 10. 4 с.
12. Гевко Б. М., Дячун А. Є., Грудовий Р. С., Гевко І. Б. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 3-12.
13. Гевко Б. М., Дячун А. Є., Грудовий Р. С., Гевко І. Б. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 3-12.
14. Гевко Б. М., Дячун А. Є., Кучвара І. М., Клендій В. М. Технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 13-19.
15. Гевко Б. М., Любачівський Р. О., Дячун А. Є. Динамічна модель приводу гвинтового змішувача вібраційного. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник*. Луцьк, 2011. Вип. 30. С. 27-31.
16. Гевко Б. М., Мельничук А. Л., Шуст І. М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Т. : ТНТУ, 2015. Т. 79. № 3. С. 143-148.
17. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров. *Изв. вузов машиностроения*. М. : Машиностроения, 1987. № 5. С. 109-114.
18. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М.. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львів : Вища школа, 1989. 176 с.
19. Гевко Б., Ляшук О., Дячун А. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2013. № 17. С. 187-193.



20. Гевко Б.М., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Дослідження резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача-змішувача. *Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин»*. Кіровоград, 2017. Вип. 46. Ч. 2. С. 48-57.

21. Гевко Б.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П., Гупка В.В. Особливості конструкцій гвинтових завантажувачів машин. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2018. № 12. С. 125-129.

22. Гевко И., Ляшук О., Дячун А., Довбиш А. Обоснование выбора конвейеров с расширенными технологическими возможностями. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin - Rzeszow, 2015. Vol. 17. No 4. P. 107-115.

23. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.

24. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.02.02. Львів, 2013. 42 с.

25. Гевко І. Б. Операційний менеджмент: навч. посіб. К. : Кондор, 2005. 228 с.

26. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф. дис. .... канд. техн. наук: 05.20.01. Луцьк, 1997. 18 с.

27. Гевко І. Б., Довбуш Т. А., Цьонь О. П., Довбуш А. Д., Станько А. І. Синтез гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями та результати їх дослідження. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2021. Вип. 47. С. 63-72.

28. Гевко І. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Брошак І. І. Стендове оснащення для дослідження приводів та робочих органів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. Луцьк, 2013. Вип. 40. С. 50-55.

29. Гевко І. Б., Оксентюк А. О., Галушак М. П. Організація виробництва:

теорія і практика: підручник. К. : Кондор, 2008. 178 с.

30. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи. *Вісник ТНТУ*. Тернопіль, 2011. Т. 16. № 1. С. 69-77.

31. Гевко І., Дячун А., Грудовий Р. Дослідження моменту інерції гвинтових транспортерів. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2012. № 16. С. 201-211.

32. Гевко І., Любачівський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2012. № 16. С. 237-246.

33. Гевко І., Станько А., Пік А., Лещук Р., Гурик О. Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею. *Вісник Львівського національного університету природокористування. Серія "Агроінженерні дослідження"*. Львів, 2022. № 26. С. 13-21.

34. Гевко І.Б., Вітровий А.О., Гурик О.Я. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2001. Вип. 8. С. 72-82.

35. Гевко І.Б., Гевко Б.М. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 199 с.

36. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Пік А.І., Марчук Н.М., Маруніч О.П. Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2020. Вип. 45. С. 34-44.

37. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу. *Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2012. Вип. 128. С. 37-41.

38. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Грудовий Р. С. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Вінниця, 2012. Вип. 11. Т.1(65). С. 119-122.

39. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Тарасюк Ю. М. Результати експериментальних досліджень якості змішування кормових сумішей гвинтовим транспортером-змішувачем. *Вісник Житомирського національного агроєкологічного університету*. Житомир, 2014. № 2 (45), Т. 4, Ч. 1. С. 308-315.

40. Гевко Ів. Б., Паливода Ю. Є., Скиба О. П., Дубиняк Т. С. та ін. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки*. Рівне, 2016. № 3 (75). С. 257–266.

41. Гевко Ів., Дячун А., Любачівський Р. Розширення технологічних можливостей гвинтових конвеєрів. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2012. № 3(67). С. 143–150.

42. Гевко Ів., Дячун А., Рогатинська Л., Клендій В., Лотоцький Р. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2013. № 1(69). С. 131–140.

43. Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків, 2016. Вип. 168. С. 85-91.

44. Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Мельничук А.Л., Вар'ян А.Р., Кондратюк О.М. Стендове обладнання для дослідження модернізованих гвинтових конвеєрів. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування*. Рівне, 2016. Вип. 3 (75). С. 274-282.

45. Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Мельничук А.Л., Золотий Р.З., Шуст І.М.

Техніко-економічне обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків, 2018. Вип. 190. С. 318-326.

46. Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. Вінниця: ВНАУ, 2013. Вип. 2 (79). С. 17 – 24.

47. Гевко Р. Б., Довбуш Т. А., Станько А. І. Розробка еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів з мінімальними їх пошкодженнями. *Міжнародна науково-технічна конференція до 60- річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14–15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 61-62.

48. Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Пік А. І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. Тернопіль, 2012. 204 с.

49. Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Гевко М. Р. Розробка конструкції та технологія виготовлення шнекового робочого органу з еластичною. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2014. № 1. С. 152–159.

50. Гевко Р. Б., Залуцький С. В. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами конвеєра. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини»*. Луцьк, 2014. Вип. 24. С. 75–81.

51. Гевко Р. Б., Залуцький С. З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2015. № 1. С. 241–246.

52. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Л. : Машиностроение, 1975. 230 с.

53. Герук С. М., Дячун А. Є., Грудовий Р. С. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха, 2014. Вип. 99. Т. 1. С. 297-312.

54. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження / [І. Б.Гевко, Р. Я.Лещук, В. З.Гудь та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 207 с.

55. Грудовий Р. С., Герук С. М., Дячун А. Є. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха, 2014. Вип. 99. Т. 1. С. 297-312.

56. Грудовий Р., Дячун А., Гевко І. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів, 2012. № 16. С. 194-201.

57. Гудь В. З. Механіко-технологічні основи розробки багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2021. 410 с.

58. Гудь В.З., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2018. Вип. 40. С. 56-66.

59. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2003. 20 с.

60. Дерев'яно Д. А. Дослідження показників якості насінневого матеріалу озимої пшениці під час збирання, післязбирального обробітку і посіву. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 6. С. 34–36.

61. Дерев'яно Д. А. Механіко-технологічне обґрунтування процесів зниження травмування насіння зернових культур технічними засобами: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2018. 475 с.

62. Дерев'яно Д. А. Травмування зерна внаслідок дії внутрішніх і

зовнішніх чинників на якість насіння і зернофуражу. *Зб. наук. пр. КНТУ*. 2011. Вип. 24. С. 184–187.

63. Дідух В. Ф., Сацюк В. В. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 1999. Вип. 5. С. 89–92.

64. Дмитрів Д. В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів: дис. ... кандидата техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2001. 179 с.

65. ДСТУ 2672-94. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги. К.: Держстандарт України, 1994. 10 с.

66. ДСТУ 3768:2009. Пшениця. Технічні умови. К.: Держспоживстандарт України, 2009. 12 с.

67. ДСТУ 4138-2002. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. К.: Ред.-вид. відділ УкрНДІССІ, 2003. 172 с.

68. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. К.: Держспоживстандарт України, 2005. 15 с.

69. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник. К.: НТУУ “КПІ”, 1998. 408 с.

70. Дячун А. Є., Любачівський Р. О. Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом. *Вісник Харківського національного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка*. 2011. Вип. 108. С. 20-25.

71. Дячун А. Є., Ляшук О. Л., Любачівський Р. О. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра. *Вісник НТУУ “КПІ”. Серія машинобудування*. К., 2013. № 3(69). С. 45–50.

72. Дячун А., Грудовой Р., Гевко И. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом. *Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность*. 2012. Т. 51. Серия 1.1. С. 31–35.

73. Дячун А.Є., Ляшук О.Л., Котик Р.М., Михайлюк В.П., Гандзій В.С. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі-змішувачі із обертовим кожухом та гофрованим шнеком. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва*. Харків, 2019. Вип. 198. С. 233-243.

74. Дячун А.Є., Чвартацький Р.І., Мельничук С.Л., Маруніч О.П. Дослідження кінематики вантажу у середньошвидкісному гвинтовому конвеєрі-змішувачі із осьовим коливанням шнека. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК»*. Вінниця, 2017. №1(96). С. 181-186.

75. Ефективні техніко-технологічні рішення вирощування льону: монографія / [О.О.Налобіна, В.В.Думич, Т.Л. Бабінець та ін]. Дослідницьке, 2021. 251 с.

76. Єдина система конструкторської документації. Експлуатаційні документи : ДСТУ ГОСТ 2.601:2006. К. : Держспоживстандарт України, 2007. 144 с..

77. ЄСКД. Загальні положення : ДСТУ ГОСТ 2.001:2006. К. : Держспоживстандарт України, 2007. 144 с.

78. Залуцький С.З., Гладь Ю.Б., Гевко Р.Б., Погріщук Б.В. Визначення зусиль деформації еластичної лопаті шнека при її взаємодії із зерновим матеріалом. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2017. № 2. С. 13–19.

79. Залуцький С.З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / С.З. Залуцький. Тернопіль, 2018. 197 с.

80. Залуцький С.З., Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г., Клендій О.М. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 11. С. 81-90.

81. Залуцький С. З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2016. № 1. С. 159–162.

82. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. К. : Вища школа, 1993. 412 с.

83. Казачковський Н. Н., Якупов Д. В. Програма PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»]. Дніпропетровськ : НГУ, 2006. 45 с.

84. Капаціла Ю. Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01. Луцк, 1999. 18 с.

85. Клендій М. В. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05. Тернопіль, ТДТУ. 2007. 137 с.

86. Конвеєри гвинтові. Терміни та визначення : ДСТУ 2763:94. К. : Держспоживстандарт України, 1995. 11 с.

87. Кузнєцов Ю. М., Луців, І. В., Дубиняк С. А. Теорія технічних. Тернопіль : ТНТУ, 1997 310 с.

88. Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2012. 20 с.

89. Лещук Р. Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів : дис. ... канд. техн. наук. : 05.02.02. Тернопіль, 2004. 166 с.

90. Лещук Р., Гевко І., Комар Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів. *Вісник ТДТУ*. Тернопіль, 2003. Том 8. № 4. С. 56-61.



91. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету*. Вінниця: ВДАУ, 2005. Вип. 23. С. 181-195.
92. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Вібрації в техніці*. К., 2005. № 3 (41). С. 61-68.
93. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь: ТДАТА, 2004. Вип. 21. С. 130-141.
94. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів. *Підйомно-транспортна техніка*. К., 2004. № 2. С. 8-15.
95. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету*. Вінниця, 2005. Т. 23. С. 181–195.
96. Ловейкін В., Рогатинська Л. Модель транспортування сипкого вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами. *Вісник ТНТУ*. 2011. Том 16. № 4. С.66-70.
97. Луців І.В., Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Дубиняк Т.С. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів. *«Перспективні технології та прилади»*. Луцьк, 2017. № 10 (1). С. 115 – 121.
98. Луців І.В., Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Гудь В.З. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2017. Вип. 38. С. 105 – 113.
99. Ляшук О. Л., Дячун А. Є. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра. *Науковий вісник Херсонського державного морського інституту*. Херсон, 2011. № 1(4). С. 215–221.
100. Ляшук О. Л., Рогатинська О. Р., Слободян Л. М., Гудь В. З., Клендій В. М., Гупка В. В. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача

сипких матеріалів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2019. Вип. 198. С. 226-232.

101. Ляшук О., Дячун А., Тарасюк Ю. Дослідження кінематики та енергосилових параметрів сипкого вантажу у конвеєрі із гофрованим робочим органом. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2014. № 18. С. 135-148.

102. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 451 с.

103. Ляшук О.Л., Суншіна С., Слободян Л.М., Маруніч О.П. Математична модель згинних коливань робочого органу багатофункціонального транспортера. *Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин»* (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.). Тернопіль, 2021. С. 78–80.

104. Ляшук О.Л., Цьонь О.П., Вовк Ю.Я., Маруніч О.П. Динаміка шнекового багатофункціонального транспортера. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання»*, (Кропивницький, 15-17 квітня 2020 р.). Кропивницький, 2020. С. 159-161.

105. Маруніч О. П., Ляшук О.Л., Навроцька Т.Д. Крутильні коливання гвинтового робочого органу багатофункціонального транспортера. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14-15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 95–96

106. Маруніч О., Слободян Л. Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до*

*100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті)* (Тернопіль, 22-24 травня 2018 р.). Тернопіль, 2018. С. 131–132.

107. Маруніч О.П. Техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2018. № 11. С. 285-290.

108. Маруніч О.П., Любачівський Р.О. Дослідження процесу транспортування сипкого вантажу похилим гвинтовим конвеєром. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. Кам'янець-Подільський, 2018. Вип. 29. С. 71-79.

109. Маруніч О.П., Любачівський Р.О. Синтез гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями змішування. *Перспективні технології та прилади*. Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 122-127.

110. Маруніч О.П., Слободян Л.М. Шнековий компенсаційний багатофункціональний транспортер. *Збірник тез доповідей VII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“* (Тернопіль, 28-29 листопада 2018 р.). Тернопіль, 2018. Т. 1. С. 119–120.

111. Матухно Н. В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів. *Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту*. К., 1998. Вип. 9. С. 256–260.

112. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. Львів : Світ, 1993. 208 с.

113. Налобіна О.О., Бундза О.З. Обґрунтування параметрів завантажувально-розподільчого пристрою для комбікорму. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2022. Вип. 48. С. 53-58.

114. Налобіна О.О., Васильчук Н.В., Івашко П.Г. Експериментальне дослідження взаємодії стебел соняшнику із роторами жатки. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2021. Вип. 46. С. 58 - 69.

115. Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: пат. 118405 Україна: МПК В21Н 3/00 (2006.). № а 201701005; заявл. 03.02.17; опубл. 10.08.17, Бюл. № 15. 4 с.

116. Омельченко О. О., Ткач Б. Д. Довідник по механізації твариницьких і

пташиних ферм і комплексів. К. : Урожай, 1982. 271 с.

117. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К. : Вища школа, 1993. 556 с.

118. Пелешок Т. М. Обґрунтування параметрів бункерного завантаження швидкохідних гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2010. 173 с.

119. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія / [Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук та ін.]. Тернопіль, 2019. 212 с.

120. Пилипець М. І., Гурик О. Я. Дослідження процесу транспортування і змішування сипких матеріалів шнеково-лопатевим агрегатом. *Зб. наук. пр. НАУ "Механізація сільськогосподарського виробництва*. К. : Вид-во НАУ, 2000. Т. 9. С. 206-214.

121. Пилипець М. І., Гевко І. Б., Пік А. І., Дмитрів Д. В. Оптимізація робочого органа з пружним валом для гнучких гвинтових конвеєрів. *Вісник національного університету "Львівська політехніка". Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів, 2000. № 412. С. 84 – 91.

122. Пилипець М. І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04. Тернопіль, 1993. 23 с.

123. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопроотивленію материалов. Київ: Наукова думка, 1988. 736 с.

124. Піддубний В.А., Стадник І.Я., Чагайда А.О., Петриненко Є.А. Обґрунтування параметрів змішувача для борошняних компонентів. *Технічна інженерія*. 2022. 1(89). С. 3–10.

125. Пік А. І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01. Луцьк, 1999. 20 с.

126. Пристрій для навивання профільних вивантажувальних гвинтових заготовок: пат. 125332 Україна: МПК В21D 11/06 (2006.01). № а 201711048; заявл. 13.11.17; опубл. 10.05.18, Бюл. № 9. 5 с.

127. Радик Д. Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 1996. 19 с.

128. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2006. 167 с.

129. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01, 05.05.05. К., 1997. 502 с.

130. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини»*. 2020. Вип. 45. С. 85-93.

131. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія. Тернопіль, 2014. 280 с.

132. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Грудовий Р. С. Визначення динамічних навантажень у гвинтових змішувачах. *Наукові нотатки. Міжсвузівський збірник*. Луцьк, 2013. Вип. 40. С. 214-220.

133. Рогатинський Р. М., Дудін О. В., Рогатинська О. Р. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин. *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. Харків: ХДТУСГ, 2003. Вип. 21. С. 222-228.

134. Рогатинський Р., Гевко І., Дячун А. Исследование крутных колебаний шнека. *Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность*. 2012. Том 51, Серия 1.1. С. 42–46.

135. Рогатинський Р., Гевко І. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями. *Вісник ТНТУ*. 2012. № 3 (67). С.197–210.

136. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Перспективні технології та прилади*. Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 186-192.

137. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Перспективні технології та прилади*. Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 186-192.

138. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р. Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків, 2016. Вип. 168. С. 149-155.

139. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л. Дослідження продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні системи і технології тваринництва*. Харків, 2017. Вип. 181. С. 285-293.

140. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р. Дослідження кінематики зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків, 2016. Вип. 168. С. 24-31.

141. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Мельничук А.Л. Дослідження швидкостей зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2017. №38.

С. 125-132.

142. Рогатынский Р., Гевко И., Дячун А. Исследование крутных колебаний шнека. *Научни трудове на Русенския университет*. Русе, 2012. . Т. 51, Серия 1.1. С. 42-46.

143. Серілко Д. Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 20 с.

144. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення : ДСТУ 3278:95. К. : Держспоживстандарт України, 1996. 142 с.

145. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання науково-дослідних робіт. Загальні положення : ДСТУ 3973:2000. К. : Держспоживстандарт України, 2001. 46 с..

146. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт. Загальні положення : ДСТУ 3974:2000. К. : Держспоживстандарт України, 2001. 54 с.

147. Стадник І. Я., Піддубний В. А. Удосконалення технологічного процесу та обладнання для формування виробів : монографія. Тернопіль, 2019. 292 с.

148. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку: пат. 128019 Україна: МПК В65G 33/00. № а 201803752; заявл. 06.04.18; опубл. 27.08.18, Бюл. № 16. 5 с.

149. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів: пат. 124006 Україна: МПК G01M 13/02, В65G 33/00. № а 201711055; заявл. 13.11.17; опубл. 12.03.18, Бюл. № 5. 5 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

150. Сучасні технології та енергетичні потоки при формуванні борошняних напівфабрикатів: монографія / [І. Я.Стадник, В. А.Піддубний, В. М.Федорів та ін]. Тернопіль, 2021. 372 с.

151. Часов Д. П. Обґрунтування параметрів шнекового конвеєра з додатковими лопатями для транспортування стружки : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 20 с.

152. Шнек з еластичним камероподібним елементом: пат. 150763 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01), МПК В65G 33/16 (2006.01). № а 202106203; заявл. 04.11.21; опубл. 13.04.22, Бюл. № 15. 5 с.
153. Шнек з посиленою основою і змінним зовнішнім діаметром: пат. 150814 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01), В65G 33/16 (2006.01). № а 202107200; заявл. 13.12.21; опубл. 21.04.22, Бюл. № 16. 5 с.
154. Шнековий змішувач з регульованими отворами просипання: пат. 150445 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № а 202105720. заявл. 11.10.21; опубл. 11.02.2022, Бюл. № 7. 4 с.
155. Ягелюк С.В., Дідух В.Ф. Формування якості льняної продукції: монографія. Луцьк: ЛНТУ, 2021. 140 с.
156. Ярошенко В. Ф., Білоножко В. М., Петровський В. В. Уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера. *Науковий вісник НАУ*. К., 2002. № 49. С. 380–384.
157. Baks, A., Schmid, W.L. Vertical Transport Met Schoreof-Transpoteuse. Orgaan Van Het Nederlands Institute Van Register-Ingénieurs en Afgestudeerden van Hogere Technische Scholen 4-15 e. Jaarg. 1960. pp. 169.
158. Bulgakov V., Pascuzzi S., Adamchuck V., Olt J., Ruzhylo Z., Trokhaniak O., Santoro F., Arak M., Nowak J., Beloev H. Farm Research into power and load parameters of flexible screw conveyors for transportation of agricultural materials. *Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture. FMPMSA 2022. 2023 Lecture Notes in Civil Engineering*. 2023. No 289. P. 61–75.
159. Bulgakov V., Trokhaniak O., Adamchuck V., Chernovol M., Korenko M., Dukulis I., Ivanovs S. A study of dynamic loads of a flexible sectional screw conveyor. *Acta Technol. Agric.* 2022. 25(3). 131–136. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2022-0020>.
160. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyors / Луців І.В., Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С, Манзій О.С.// Визначення параметрів пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль, 2017. № 3 (87). С. 74 – 82.



161. Diachun A., Hevko I., Shmatko D., Skyba O., Slobodian L., Marunych O. Theoretical backgrounds of screw loaders operation with pouring into another container. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19, No 2. P. 47-51.

162. Diachun A., Hevko I., Stanko A., Korol O., Derysh O. The study of interaction parameters of the elastic brush screw working body fibers with the spherical surfaces of the grain material. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil, 2023. Vol. 109. No 1. P. 32–42.

163. Didukh V., Kirchuk R., Yaschuk A. Modeling of motion of material on the surface of spiral activator in bulk materials dryer. *Motrol. Motoryzacja i Energetyka*. 2013. Т. 15 Вип. 4.

164. Haaker, G., Poppelen, M. P., Jongejan, M. P., Bekhuis, J. H. A Method to Optimize Screw Feeder Geometry for Equable Draw-Down Performance. *Powder Handling & Processing*. Vol. 6. No. 2. 1994. pp. 209-214.

165. Haaker, G., Poppelen, M. P., Jongejan, M. P., Bekhuis, J. H. Improvement of Screw Feeder Geometry for Better Draw-Down Performance. International Symposium of Reliable Flow of Particulate solids. Oslo. Norway. Aug. 1993. pp. 551-561.

166. Hevko B., Lyashuk O., Sokil M., Skyba O., Marunych O., Shmatko D. Dynamics of auger working body of a multifunctional conveyor. *Bulletin of the Karaganda University. «Mathematics» series*. 2018. No 1(89). P. 105-113.

167. Hevko I., Liashuk O., Tson O., Dovbush T., Zalutskyi S., Stanko A. Installation for the investigation of screw working bodies with elastic surfaces and the results of their experimental tests. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil, 2021. Vol. 103. No 3. P. 98–109.

168. Hevko I., Lyashuk O., Sokil M., Slobodian L., Hud V., Vovk Yu. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader. *Bulletin of the Karaganda University. «Physics» Series*. 2019. No 2(94). 73–82.

169. Hevko I.B., Dyachun A.Ye., Gud V.Z., Rohatynska L.R., Klendiy V.M. Investigation of the stability of the torsorial vibrations of a screw conveyer under the

influence of pulse forces. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol.45. No.1. P. 77-86.

170. Hevko I.B., Hud V.Z., Lyashuk O.L., Hevko O.M., Shust I M. Research of resonance vibrations of the system “telescopic screw is a bulk media” condited by tortial vibrations. *Karaganda University. «Physics» Series*. 2020. No 2(98). P. 119–126.

171. Hevko Iv.B., Lyashuk O.L., Leshchuk R.Y., Rogatynska L.R., Melnychuk A.L. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Bucharest : INMA Bucharest / Romania, 2016. Vol. 48. No. 1. P. 35-42.

172. Hevko R., Trokhaniak A., Zalutskyi S., Stanko A. Screw conveyors with elastic surfaces. *Physical and mathematical justification of scientific achievements: collective monograph*. Boston, 2020. P. 80-96.

173. Hevko R.B., Dzyadykevych Y.V., Tkachenko I.G., Zalutskyi S.Z. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material. *Bichuk THTY*. T. : THTY, 2016. T. 81. № 1. C. 77-87.

174. Hevko R.B., Strishenets O.M., Lyashuk O.L., Tkachenko I.G., Klendii O.M., Dzyura V.O. Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2018. Vol. 54. No. 1. P. 153-160.

175. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Hladyo Y.B., Tkachenko I.G., Lyashuk O.L., Pavlova O.M., Pohrishchuk B.V., Trokhaniak O.M., Dobizha N.V. Determination of interaction parameters and grain material flow motion on screw conveyor elastic section surface. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2019. Vol. 57. No 1. P.123-134.

176. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol. 46. No. 2. P. 133 - 138.

177. Hewko B.M., Popovich P.V., Diachun A.Y., Lyashuk O.L., Liubachivskyi R.O. The study of bulk material kinematics in a screw conveyor-

mixer. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol. 47. No. 3. P. 156-163.

178. Hud V.Z., Rohatynsky R.M., Hevko I.B., Lyashuk O.L., Pik A.I., Huryk O.Y. The research of the resonant oscillations of the system telescopic screw is a bulk environment caused by external periodic forces. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2020. No 60(1). P. 29–39.

179. Justin W Fernandez, Paul W. Cleary, William McBride. 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. pp. 1-6.

180. KWS. Screw Conveyors Engineering Guide. Conveying Knowledge, Workmanship, Solutions. Release Date 4.1.16. 2015. 72 p.

181. Lutsiv I.V., Hevko Iv.B., Lyashuk O.L., Dubynyak T.S. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Bucharest, 2017. Vol. 51. No 1. P. 69 – 76.

182. Lyashuk O. L., Hevko I. B., Hud V. Z., Tkachenko I. G., Hevko O. V., Sokol M. O., Tson O. P., Kobelnyk V. R., Shmatko D. Z., Stanko A. I. Research of non-resonant oscillations of the "telescopic screw - fluid medium" system. *INMATEH - Agricultural Engineering*. Bucharest/Romania, 2022. Vol. 68, No 3. P. 499-510.

183. Lyashuk O., Rohatynskyi R., Hevko I., Dmytriv O., Tson O., Tkachenko I., Sokol M., Leshchuk R., Kobelnyk V. Investigation of Bulk Material Transportation by Screw Conveyer with Hinge-Pan Operating Device. *Key Engineering Materials. Engineering Materials, Devices and Equipments-2023*. Trans Tech Publications Ltd, Switzerland, 2023. Vol. 948. P. 169-182.

184. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Gupka A., Marunych O. Torsional oscillations of an auger multifunctional conveyor's screw working body with consideration of the dynamics of a processed medium continuous flow. *Ukrainian Food Journal*. 2018. Vol. 7(3). P. 499–510.

185. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Levkovich M., Tson O., Kondratyuk D., Dmytrenko V. Analysis of resonance oscillations of extruder elastic screw

conveyor. *Int. J. Eng. Res. Africa*. 2019. No 43. P. 49–58. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/JERA.43.49>.

186. Lyashuk O.L., Dzyura V.O., Dovbush T.A., Trokhaniak O.M., Liashko A.P. Experimental studies of the process of loose material transportation by a pneumatic-screw conveyor. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2021. Vol. 63. No. 1. P. 479-484.

187. Lyashuk O., Diachun A., Kuchvara I., Vovk Y., Dzyura V. Study of power parameters of forming profile elliptical screw workpieces. *The International Journal of Integrated Engineering*. Universiti Tun Hussein Onn Malaysia Publisher's Office, 2021. Vol. 13. No. 4. P. 142-151.

188. Manjit K. Misra, Yuh-Yuan Shyy, Leopoldo Baudet, Stephen J. Marley Conveyors for Bulk Handling of Seed Soybeans. *APPLIED ENGINEERING IN AGRICULTURE*. Iowa, 1991. Vol. 7(6). P. 735–740.

189. Manjunath, K. S., Roberts, A. W. The Mechanics of Screw Feeder for the Uniform Draw-Down of Bulk Powders from Silos. Proc. Powder & Bulk Solids Conference, Chicago, May, 1994, pp. 171-188.

190. Mondal D. Design consideration of a laboratory size screw conveyor with variable speed for experimentation purpose-a methodological approach. *Techno Societal*. 2020. No 2(68). P. 705–715.

191. Moorthi S., Megaraj M., Nagarajan L., Karthick A., Bharani M., Patil P. Dynamic analysis and fabrication of single screw conveyor machine. *Adv. Mater. Sci. Eng.* 2022, No 10, P. 1–10.

192. Nalobina O., Vasylchuk N., Bundza O., Holotiuk M., Martyniuk V., Puts V.. Reaper blade system for harvesting sunflowers. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2023. Vol. 69. No. 1. P. 195-204.

193. Nilsson, I. G., On the Vertical Screw Conveyor for Non-Cohesive Bulk Materials. Acta Polytechnica Scandinavica. Mechanical Engineering Series, No. 64. Stockholm. 1971.

194. Roberts, A. W. Determining Screw Geometry for Specified Hopper Draw-Down Performance. Proc. of Bulk 2000 Conference. Institution of Mechanical Engineers. London. Oct. 1991. pp. 111-116.
195. Rogatynskyi R., Hevko I., Diachun A., Rogatynska O., Melnychuk A. The cargo movement model by the screw conveyor surfaces with the rotating casing. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2018. Vol. 92. No 4. P. 34–41.
196. Rogatynskyi R., Peleshok T., Rogatynska O., Les'kiv P. Directed loading of the high-speed screw conveyor from the bunker. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil : TNTU, 2018. Vol. 91. No 3. P. 93–100.
197. Rohatynskyi R. M., Hevko Iv. B., Diachun A. Ye. The research of the torsional vibrations of the screw in terms of impulsive force impacts. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. Дніпропетровськ, 2015. № 5 (149). С. 64-68.
198. Rohatynskyi R., Gevko I., Diachun A., Lyashuk O., Skyba O., Melnychuk A. Feasibility study of improving the transport performance by means of screw conveyors with rotary casings. *Acta Technologica Agriculturae*. Nitra/Slovak, 2019. Vol. 4. P. 141-146.
199. Rohatynskyi R.M., Hevko I.B., Diachun A.Ye. The research of the torsional vibrations of the screw in terms of impulsive force impacts. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. No 149(5). P 64–68.
200. Romanovsky R.M., Baranovsky V.M., Hevko R.B., Dzyura V.O., Klendii O.M., Klendii M.B. Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw feeder. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2018. Vol. 54. No. 1. P. 15-24.
201. Ross, I. J., Isaacs, G. W. Capacity of Enclosed Screw Conveyors Handling Granular Material. *Transactions of the ASAE*. Vol. 4. No. 1. 1961. pp. 97-104.
202. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Su Y., Ding T., Zhang K., Cheng Q. Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8. No.7.

203. Trokhaniak O.M., Hevko R.B., Lyashuk O.L., Dovbush T.A., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V. Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2020. Vol.60. No.1. P. 261-268.
204. Vierling, A., Sinha, G. L. Investigation into the Process of Conveying by Vertical Screw Conveyor, National Institute of Agricultural Engineering Translation, Wrest Park, Silsoe, England. *Fordern und Heben*, Vol. 10. 1960. pp. 587.
205. Yongqin Yu. Theoretical modelling and experimental investigation of performance of screw feeders. Doctor of Philosophy thesis. 1997. 226 p.
206. Yu W., Zhang K., Li D., Zou D., Zhang S. Numerical modeling of concrete conveying capacity of screw conveyor based on DEM. *Powder Technol.* 2022. No 29(6). P.361–374.
207. Yu, Y., Arnold, P.C. Bin Flow Patterns due to Screw Feeders. Proc. Of Bulk Handling ASIA 95 Conference. Singapore. 19-21 Sept., 1995, pp. 150-161.
208. Zaica A., Olan M., Bunduchi G., Zaica A., Gageanu P., Paun A. Factors that influence coverage degree in seed treatment equipment having brush screw conveyor. *Engineering for rural development*. Jelgava/Latvia, 2020. P. 1325-1330.
209. Zaica A., Visan A., Paun A., Gageanu P., Bunduchi G., Zaica A., Stefan V., Manea D. The coating process of corn grains using a treatment machine with brush screw conveyor. *Proceedings of the 44th International Symposium on Agricultural Engineering: Actual Tasks on Agricultural Engineering*. Opatija/Croatia, 2016. P. 333-345.
210. Zaica A., Visan A., Zaica A., Olan M., Bunduchi G. Coating process of corn grains using treatment machine with brush screw conveyor. *Engineering for rural development*. Jelgava/Latvia, 2019. P. 233-238.
211. Zareiforoush H., Komarizadeh M.H., Alizadeh M.R. Review on screw conveyors performance evaluation during handling process. *Journal of Scientific Review*. 2010. No 2. P. 55–63.

# ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

## Обґрунтування параметрів процесу змішування зернових сумішей багатофункціональним гвинтовим конвеєром

Для покращення роботи гвинтового змішувача нами розроблено спеціальну конструкцію з пересипом і вібраційним пристроєм [32, 65, 76-77, 82].

Розглянемо роботу гвинтового змішувача [32], який працює в середньошвидкісному режимі, при цьому його транспортуюча здатність буде відповідати транспортуючій здатності середньошвидкісного гвинтового конвеєра.

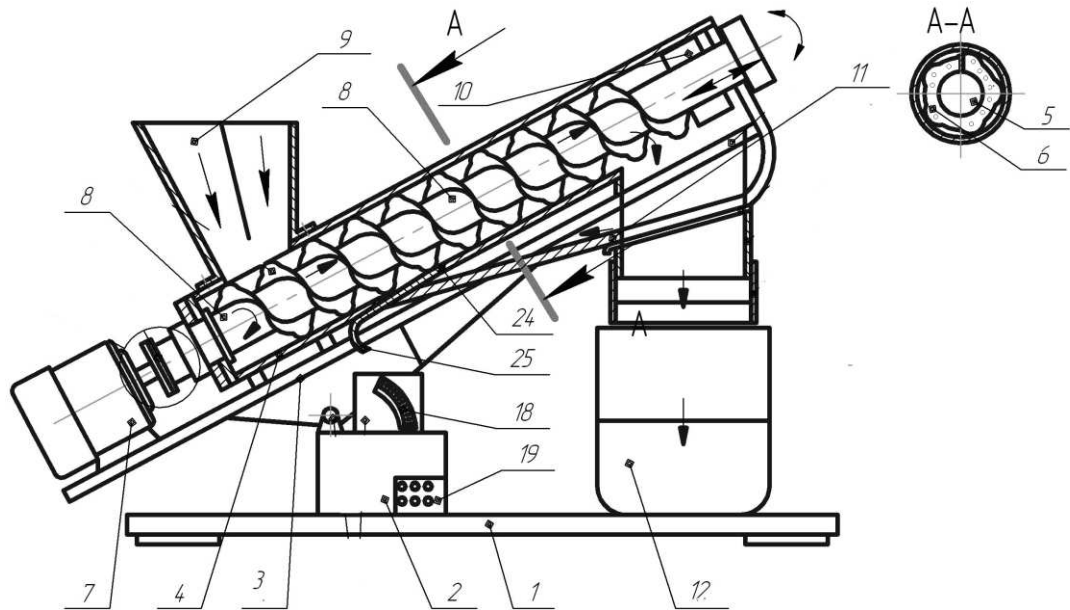


Рис. 5.1. Гвинтовий змішувач з пересипом із гвинтовим змішувальним робочим органом спеціальної конструкції: 1 - рама; 2 – механізм нахилу конвеєра; 3 – кожух; 4 – гвинтовий робочий орган; 5,6 – профільні вирізи на шнеку для змішування; 7 – привід; 8 – вібраційний механізм; 9 – бункер; 10 – перекидна крильчатка; 11 – шибер; 12 – ємність

Продуктивність гвинтового змішувача, при усталеному режимі роботи, є величиною постійною на всій довжині змішувача, як в зонах завантаження, змішування і транспортування, так і в зоні перевантаження і визначається за залежністю [18]:

$$Q = \psi \cdot \psi_2 \cdot \varphi_0 \cdot \dot{z}_2 \frac{(4R^2 - d^2)}{4}, \quad (\text{A.1})$$

де  $\dot{z}_2$  - осьова швидкість суміші в транспортуючій частині;

$\psi$  - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку під



час транспортування,  $\psi = f(k_T, \gamma, \omega)$ ;

$\psi_2$  - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку через вирізи у шнекові;

$R$  – внутрішній радіус кожуха гвинтового змішувача;

$\varphi_0$  - коефіцієнт заповнення гвинтового змішувача в транспортуючій частині;

$d$  – діаметр вала шнека гвинтового змішувача;

$k_T$  - коефіцієнт кроку витків шнека гвинтового змішувача;

$\gamma$  - кут нахилу гвинтового змішувача.

Осьову швидкість суміші в транспортуючій частині визначаємо із залежності [17]

$$\dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi}(\omega - \omega_s), \quad (\text{A.2})$$

$\omega$  - частота обертання шнека гвинтового змішувача;

$\omega_s$  - частота обертання суміші під час змішування;

$T$  – крок розміщення витків шнека гвинтового змішувача.

Тоді формулу (A.1) можна представити наступним чином [18]

$$Q = \psi \cdot \psi_2 \cdot \varphi_0 \cdot T \frac{(4R^2 - d^2)(\omega - \omega_s)}{8\pi}. \quad (\text{A.3})$$

Коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку через вирізи у шнекові визначаємо за формулою:

$$\psi_2 = \frac{S_1 - S_2}{S_1}, \quad (\text{A.4})$$

де  $S_1$  - площа проекції витка на площину, що перпендикулярна до вісі обертання шнека;

$S_2$  - площа проекції вирізів витка на площину, що перпендикулярна до вісі обертання шнека.

Оскільки вирізи на витку із умов технологічності мають круглу форму, рівняння (A.4) можна представити наступним чином

$$\psi_2 = 1 - \frac{nd_1^2}{D^2 - d^2}, \quad (\text{A.5})$$

де  $n$  - кількість повних круглих вирізів на одному витку шнека;

$d_1$  - діаметр вирізу на витку шнека;

$D$  - зовнішній діаметр шнека.

Графік залежності продуктивності гвинтового конвеєра від діаметра шнека представлено на рисунку А1.

Час проходження сумішшю однієї комірочки рівний:

$$t_1 = \frac{2\pi}{\omega - \omega_e}. \quad (\text{A.6})$$

Аналіз залежності для визначення продуктивності гвинтового змішувача показує, що ймовірність проходження частинок із комірки в комірку рівна добутку коефіцієнта, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку під час транспортування та коефіцієнта, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку через вирізи у шнекові  $\psi\psi_2$ , значення якого може бути встановлено експериментально за залежністю:

$$p_k = \psi\psi_2 = \frac{8\pi Q}{\varphi_0 T (4R^2 - d^2)(\omega - \omega_e)}. \quad (\text{A.7})$$

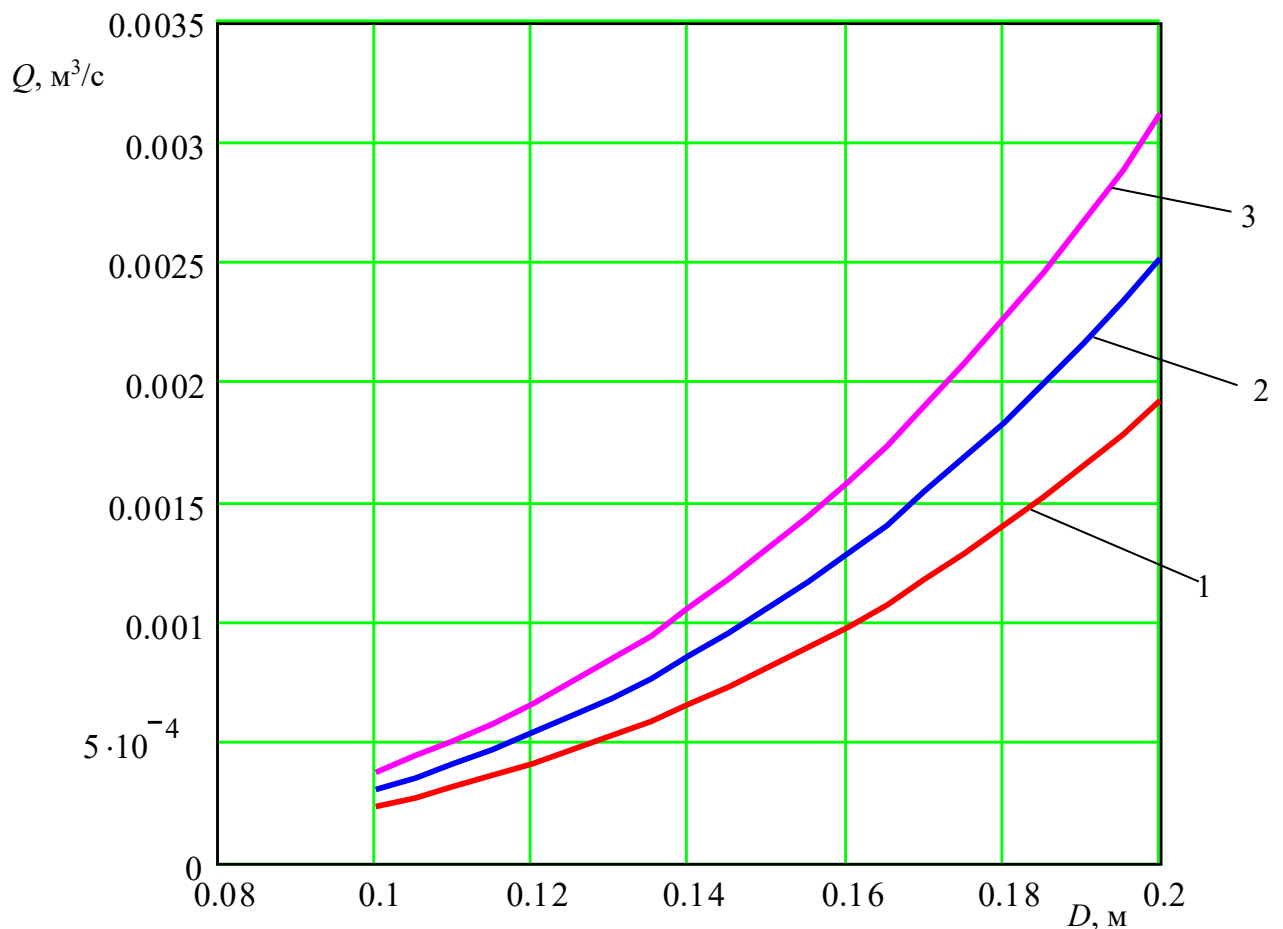


Рис. А1. Графіки залежності продуктивності гвинтового змішувача від діаметра шнека:  $\gamma=30$ град,  $d=0,02$ м,  $\varphi_0=0,5$ ,  $\psi_2=0,8$ : 1 -  $n=200$  об/хв, 2 -  $n=250$  об/хв; 3 -  $n=300$  об/хв

У випадку просипання матеріалу через вирізи у витках та краї лопаті розрахункова швидкість суміші у гвинтовому змішувачі зменшиться, а середній час перебування частинок в кожній комірці і в зоні змішування відповідно збільшиться.

## ДОДАТОК Б

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ  $3^3$ 

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації У			Середні значення, У
								повторюваність			
	X <sub>0</sub>	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>2</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>3</sub>	X <sub>2</sub> X <sub>3</sub>	1	2	3	У <sub>сер.</sub>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	У11	У12	У13	У1с
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	У21	У22	У23	У2с
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	У31	У32	У33	У3с
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	У41	У42	У43	У4с
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	У51	У52	У53	У5с
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	У61	У62	У63	У6с
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	У71	У72	У73	У7с
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	У81	У82	У83	У8с
9	+1	+1	0	0	0	0	0	У91	У92	У93	У9с
10	+1	-1	0	0	0	0	0	У101	У102	У103	У10с
11	+1	0	+1	0	0	0	0	У111	У112	У113	У11с
12	+1	0	-1	0	0	0	0	У121	У122	У123	У12с
13	+1	0	0	+1	0	0	0	У131	У132	У133	У13с
14	+1	0	0	-1	0	0	0	У141	У142	У143	У14с
15	+1	0	0	0	0	0	0	У151	У152	У153	У15с
16	+1	0	0	0	0	0	0	У161	У162	У163	У16с
17	+1	0	0	0	0	0	0	У171	У172	У173	У17с
18	+1	0	0	0	0	0	0	У181	У182	У183	У18с

## ДОДАТОК Б1

Результати експериментальних досліджень продуктивності транспортування  
пшениці звичайним конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{ср.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	4,05	4,06	4,04	4,05
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	3,9	3,8	3,7	3,8
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	4,78	4,79	4,77	4,78
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	4,47	4,49	4,48	4,48
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	8	9	7	8
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	7,7	7,6	7,5	7,6
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	9,44	9,45	9,43	9,44
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	8,95	8,97	8,99	8,97
9	+1	+1	0	0	0	0	0	6,36	6,4	6,38	6,38
10	+1	-1	0	0	0	0	0	6,8	6,76	6,72	6,76
11	+1	0	+1	0	0	0	0	7,08	7,08	7,08	7,08
12	+1	0	-1	0	0	0	0	6	7	5	6
13	+1	0	0	+1	0	0	0	8,5	8,6	8,4	8,5
14	+1	0	0	-1	0	0	0	4,22	4,3	4,26	4,26
15	+1	0	0	0	0	0	0	6,54	6,52	6,50	6,52
16	+1	0	0	0	0	0	0	6,58	6,54	6,50	6,54
17	+1	0	0	0	0	0	0	6,60	6,50	6,55	6,55
18	+1	0	0	0	0	0	0	6,52	6,54	6,56	6,54

## ДОДАТОК Б2

Результати експериментальних досліджень продуктивності транспортування  
гороху звичайним конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{ср.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	3,54	3,58	3,50	3,54
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	3,30	3,36	3,33	3,33
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	4,15	4,21	4,18	4,18
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	3,90	3,92	3,94	3,92
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	7	7	7	7
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	6,70	6,65	6,60	6,65
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	8,23	8,26	8,29	8,26
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	7,9	7,85	7,80	7,85
9	+1	+1	0	0	0	0	0	5,50	5,58	5,66	5,58
10	+1	-1	0	0	0	0	0	5,90	5,94	5,92	5,92
11	+1	0	+1	0	0	0	0	6,19	6,19	6,19	6,19
12	+1	0	-1	0	0	0	0	5,3	5,20	5,25	5,25
13	+1	0	0	+1	0	0	0	7,40	7,48	7,44	7,44
14	+1	0	0	-1	0	0	0	3,71	3,73	3,75	3,73
15	+1	0	0	0	0	0	0	5,77	5,67	5,72	5,72
16	+1	0	0	0	0	0	0	5,75	5,75	5,75	5,75
17	+1	0	0	0	0	0	0	5,70	5,78	5,74	5,74
18	+1	0	0	0	0	0	0	5,73	5,73	5,73	5,73

## ДОДАТОК БЗ

Результати експериментальних досліджень продуктивності транспортування пшениці гофрованим конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	1,7	1,1	1,4	1,4
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	1,18	1,16	1,17	1,17
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,60	0,55	0,50	0,55
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,35	0,35	0,35	0,35
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	4,8	4,7	4,6	4,7
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	4,1	4,3	4,5	4,3
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	4,15	4,15	4,15	4,15
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	3,80	3,79	3,78	3,79
9	+1	+1	0	0	0	0	0	2,70	2,73	2,72	2,72
10	+1	-1	0	0	0	0	0	3,0	3,0	3,0	3,0
11	+1	0	+1	0	0	0	0	2,40	2,42	2,41	2,41
12	+1	0	-1	0	0	0	0	3,20	3,10	3,15	3,15
13	+1	0	0	+1	0	0	0	4,30	4,25	4,20	4,25
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,90	0,85	0,80	0,85
15	+1	0	0	0	0	0	0	2,9	2,85	2,80	2,85
16	+1	0	0	0	0	0	0	2,80	2,84	2,82	2,82
17	+1	0	0	0	0	0	0	2,86	2,88	2,87	2,87
18	+1	0	0	0	0	0	0	2,84	2,84	2,84	2,84

## ДОДАТОК Б4

Результати експериментальних досліджень продуктивності транспортування гороху гофрованим конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	1,22	1,22	1,22	1,22
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	1,02	1,02	1,02	1,02
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,48	0,48	0,48	0,48
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,31	0,31	0,31	0,31
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	4,11	4,11	4,11	4,11
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	3,76	3,76	3,76	3,76
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	3,63	3,63	3,63	3,63
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	3,32	3,32	3,32	3,32
9	+1	+1	0	0	0	0	0	2,38	2,38	2,38	2,38
10	+1	-1	0	0	0	0	0	2,63	2,63	2,63	2,63
11	+1	0	+1	0	0	0	0	2,11	2,11	2,11	2,11
12	+1	0	-1	0	0	0	0	2,76	2,76	2,76	2,76
13	+1	0	0	+1	0	0	0	3,72	3,72	3,72	3,72
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,74	0,74	0,74	0,74
15	+1	0	0	0	0	0	0	2,49	2,49	2,49	2,49
16	+1	0	0	0	0	0	0	2,47	2,47	2,47	2,47
17	+1	0	0	0	0	0	0	2,51	2,51	2,51	2,51
18	+1	0	0	0	0	0	0	2,48	2,48	2,48	2,48

## ДОДАТОК Б5

Результати експериментальних досліджень витрат потужності при  
транспортуванні пшениці звичайним конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	У <sub>сер.</sub>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	0,13	0,11	0,15	0,13
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	0,11	0,11	0,11	0,11
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,15	0,17	0,13	0,15
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,15	0,11	0,13	0,13
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	0,36	0,30	0,33	0,33
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	0,20	0,28	0,36	0,28
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,38	0,37	0,39	0,37
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,30	0,34	0,32	0,32
9	+1	+1	0	0	0	0	0	0,17	0,21	0,23	0,21
10	+1	-1	0	0	0	0	0	0,20	0,25	0,30	0,25
11	+1	0	+1	0	0	0	0	0,24	0,24	0,24	0,24
12	+1	0	-1	0	0	0	0	0,17	0,21	0,25	0,21
13	+1	0	0	+1	0	0	0	0,30	0,34	0,32	0,32
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,13	0,13	0,13	0,13
15	+1	0	0	0	0	0	0	0,20	0,26	0,23	0,23
16	+1	0	0	0	0	0	0	0,17	0,22	0,26	0,22
17	+1	0	0	0	0	0	0	0,24	0,24	0,24	0,24
18	+1	0	0	0	0	0	0	0,26	0,23	0,20	0,23



## ДОДАТОК Б6

Результати експериментальних досліджень витрат потужності при транспортуванні гороху звичайним конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	0,11	0,10	0,12	0,11
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	0,09	0,11	0,09	0,10
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,15	0,11	0,19	0,13
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,11	0,14	0,08	0,11
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	0,24	0,28	0,32	0,28
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	0,20	0,24	0,28	0,24
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,33	0,36	0,30	0,33
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,30	0,26	0,28	0,28
9	+1	+1	0	0	0	0	0	0,17	0,18	0,19	0,18
10	+1	-1	0	0	0	0	0	0,20	0,22	0,21	0,21
11	+1	0	+1	0	0	0	0	0,20	0,22	0,21	0,21
12	+1	0	-1	0	0	0	0	0,18	0,18	0,18	0,18
13	+1	0	0	+1	0	0	0	0,30	0,26	0,28	0,28
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,11	0,11	0,11	0,11
15	+1	0	0	0	0	0	0	0,22	0,20	0,18	0,20
16	+1	0	0	0	0	0	0	0,17	0,19	0,21	0,19
17	+1	0	0	0	0	0	0	0,20	0,22	0,21	0,21
18	+1	0	0	0	0	0	0	0,18	0,22	0,20	0,20

## ДОДАТОК Б7

Результати експериментальних досліджень витрат потужності при транспортуванні пшениці гофрованим конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	0,11	0,10	0,12	0,11
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	0,09	0,09	0,09	0,09
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,15	0,17	0,19	0,17
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,15	0,14	0,13	0,14
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	0,24	0,28	0,26	0,26
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	0,20	0,24	0,22	0,22
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,38	0,36	0,40	0,38
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,30	0,36	0,33	0,33
9	+1	+1	0	0	0	0	0	0,17	0,21	0,19	0,19
10	+1	-1	0	0	0	0	0	0,20	0,26	0,23	0,23
11	+1	0	+1	0	0	0	0	0,26	0,26	0,26	0,26
12	+1	0	-1	0	0	0	0	0,17	0,17	0,17	0,17
13	+1	0	0	+1	0	0	0	0,30	0,26	0,28	0,28
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,12	0,12	0,12	0,12
15	+1	0	0	0	0	0	0	0,22	0,20	0,18	0,20
16	+1	0	0	0	0	0	0	0,17	0,19	0,21	0,19
17	+1	0	0	0	0	0	0	0,20	0,22	0,21	0,21
18	+1	0	0	0	0	0	0	0,18	0,22	0,20	0,20

## ДОДАТОК Б8

Результати експериментальних досліджень витрат потужності при транспортуванні гороху гофрованим конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	У <sub>сер.</sub>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	0,10	0,10	0,10	0,10
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	0,10	0,06	0,08	0,08
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,12	0,14	0,16	0,14
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	0,16	0,12	0,08	0,12
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	0,20	0,22	0,24	0,22
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	0,20	0,19	0,18	0,19
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,33	0,33	0,33	0,33
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,30	0,29	0,28	0,29
9	+1	+1	0	0	0	0	0	0,17	0,16	0,15	0,16
10	+1	-1	0	0	0	0	0	0,2	0,2	0,2	0,2
11	+1	0	+1	0	0	0	0	0,22	0,22	0,22	0,22
12	+1	0	-1	0	0	0	0	0,20	0,15	0,25	0,15
13	+1	0	0	+1	0	0	0	0,30	0,25	0,20	0,25
14	+1	0	0	-1	0	0	0	0,12	0,11	0,10	0,11
15	+1	0	0	0	0	0	0	0,18	0,18	0,18	0,18
16	+1	0	0	0	0	0	0	0,20	0,19	0,18	0,19
17	+1	0	0	0	0	0	0	0,17	0,19	0,18	0,18
18	+1	0	0	0	0	0	0	0,18	0,16	0,20	0,18

## ДОДАТОК Б9

Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування пшениці та гороху при транспортуванні звичайним конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	У <sub>сер.</sub>
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	12	11	13	11
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	10,5	10,6	10,7	10,6
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	9,78	9,75	9,72	9,75
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	9,8	9,4	9	9,4
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	11,9	11,7	11,8	11,8
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	11,4	11	11,8	11,4
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	10,45	10,46	10,47	10,46
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	10,11	10,11	10,11	10,11
9	+1	+1	0	0	0	0	0	10,37	10,41	10,39	10,39
10	+1	-1	0	0	0	0	0	10,77	10,79	10,78	10,77
11	+1	0	+1	0	0	0	0	9,84	9,84	9,84	9,84
12	+1	0	-1	0	0	0	0	11,10	11,12	11,08	11,10
13	+1	0	0	+1	0	0	0	11	11,05	11,10	11,05
14	+1	0	0	-1	0	0	0	10,29	10,29	10,29	10,29
15	+1	0	0	0	0	0	0	10,58	10,58	10,58	10,58
16	+1	0	0	0	0	0	0	10,58	10,59	10,60	10,59
17	+1	0	0	0	0	0	0	10,58	10,59	10,57	10,57
18	+1	0	0	0	0	0	0	10,59	10,58	10,57	10,58

## ДОДАТОК Б10

Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування пшениці та гороху при транспортуванні гофрованим конусним шнеком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
								повторюваність			
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	9,7	9,8	9,6	9,7
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	9	9,3	9,6	9,3
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	8,25	8,25	8,25	8,25
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	7,91	7,92	7,93	7,91
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	8,4	8,2	8,6	8,4
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	7	8	9	8
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	7,14	7,15	7,13	7,14
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	6,8	6,9	6,7	6,8
9	+1	+1	0	0	0	0	0	7,77	7,79	7,78	7,77
10	+1	-1	0	0	0	0	0	8,15	8,14	8,13	8,14
11	+1	0	+1	0	0	0	0	7,33	7,31	7,29	7,31
12	+1	0	-1	0	0	0	0	8,6	8,4	8,8	8,6
13	+1	0	0	+1	0	0	0	7,59	7,59	7,59	7,59
14	+1	0	0	-1	0	0	0	8,8	8,78	8,79	8,79
15	+1	0	0	0	0	0	0	7,96	7,98	7,94	7,96
16	+1	0	0	0	0	0	0	7,98	7,9	7,94	7,94
17	+1	0	0	0	0	0	0	7,98	8	7,96	7,98
18	+1	0	0	0	0	0	0	7,96	7,96	7,96	7,96

## ДОДАТОК В

Програма для перевірки математичної моделі розрахунку продуктивності гвинтового конвеєра

```
namespace Productivnist
{
    public class ProductSolutionCantFound : Exception
    {
        public ProductSolutionCantFound(string error)
            : base($"Роз'язок відсутній: {error}")
        {
        }
    }

    public class RegresiaSystem
    {
        private int _size;
        private double[,] _first_matrix_a;
        private double[] _first_vector_b;
        private double[,] _matrixA;
        private double[] _vectorX;
        private double[] _vectorB;
        private double[] _vectorU;
        private double _eps2;

        public RegresiaSystem(double[,] a_matrix, double[] b_vector) :
        this(a_matrix, b_vector, 0.0001)
        {
        }

        public RegresiaSystem(double[,] a_matrix, double[] b_vector, double eps)
        {
            if (a_matrix == null)
                throw new ArgumentNullException("Вхідний параметр рівний null.");
            if (b_vector == null)
                throw new ArgumentNullException("Вхідний параметр рівний null.");

            var b_length = b_vector.Length;
            var a_length = a_matrix.Length;
            if (a_length != b_length * b_length)
                throw new ArgumentException("Кількість рядків і стовбців не
                співпадає.");

            this._first_matrix_a = a_matrix;
            this._first_vector_b = b_vector;
            this._matrixA = (double[,])a_matrix.Clone();
            this._vectorB = (double[])b_vector.Clone();
            this._vectorX = new double[b_length];
            this._vectorU = new double[b_length];
            this._size = b_length;
            this._eps2 = eps;

            RegresiaLookFor();
        }

        public double[] VectorX
        {
            get

```

```

    {
        return _vectorX;
    }
}

public double[] VectorU
{
    get
    {
        return _vectorU;
    }
}
public double[] VectorB
{
    get
    {
        return _vectorB;
    }
}

public int[] InitializeIndex()
{
    var index = new int[_size];
    for (var i = 0; i < index.Length; ++i)
        index[i] = i;
    return index;
}

public double PoshukMax(int rowId, int[] index2)
{
    var max_index2 = rowId;
    var max2 = _matrixA[rowId, index2[max_index2]];
    var max_abs2 = Math.Abs(max2);
    for (int cur_index = rowId + 1; cur_index < _size; ++cur_index)
    {
        var cur = _matrixA[rowId, index2[cur_index]];
        var cur_abs = Math.Abs(cur);
        if (cur_abs > max_abs2)
        {
            max2 = cur;
            max_abs2 = cur_abs;
            max_index2 = cur_index;
        }
    }

    if (max_abs2 < _eps2)
    {
        if (Math.Abs(_vectorB[rowId]) > _eps2)
            throw new ProductSolutionCantFound("Вхідні дані не відповідного
типу.");
    }

    var temp2 = index2[rowId];
    index2[rowId] = index2[max_index2];
    index2[max_index2] = temp2;

    return max2;
}
public void ProgressiveLookSol()
{
    for (var i = 0; i < _size; ++i)

```

```

    {
        var result = 0.0;
        for (int j = 0; j < _size; ++j)
            result += _first_matrix_a[i, j] * _vectorX[j];
        _vectorU[i] = _first_vector_b[i] - result;
    }
}
public void ProgressiveLookForBackSol(int[] index3)
{
    for (var i = _size - 1; i >= 0; --i)
    {
        var x_i = _vectorB[i];
        for (var j = i + 1; j < _size; ++j)
            x_i -= _vectorX[index3[j]] * _matrixA[i, index3[j]];
        _vectorX[index3[i]] = x_i;
    }
}
public void ProgressiveLookForSol(int[] index3)
{
    for (var i = 0; i < _size; ++i)
    {
        var result2 = PosukMax(i, index3);
        for (var j = 0; j < _size; ++j)
            _matrixA[i, j] /= result2;
        _vectorB[i] /= result2;
        for (var k = i + 1; k < _size; ++k)
        {
            var p = _matrixA[k, index3[i]];
            for (var j = i; j < _size; ++j)
                _matrixA[k, index3[j]] -= _matrixA[i, index3[j]] * p;
            _vectorB[k] -= _vectorB[i] * p;
            _matrixA[k, index3[i]] = 0.0;
        }
    }
}
public void RegresiaLookFor()
{
    int[] index = InitializeIndex();
    ProgressiveLookForSol(index);
    ProgressiveLookForBackSol(index);
    ProgressiveLookSol();
}
}
}

```



## ДОДАТОК К

## Перспективні конструкції гвинтових транспортних механізмів з розширеними технологічними можливостями



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **124006** (13) **U**  
(51) МПК (2018.01)  
**G01M 13/02** (2006.01)  
**B65G 33/00**

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 11055</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>13.11.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>12.03.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>12.03.2018, Бюл.№ 5</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Слободян Любомир Михайлович (UA), Маруніч Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46024 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46400 (UA), Слободян Любомир Михайлович, вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 47722 (UA), Маруніч Олександр Петрович, вул. Злуки, 13/20, м. Тернопіль, 46010 (UA)</b></p>
---	---

**(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ****(57) Реферат:**

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів виконано у вигляді рами, горизонтального і вертикально нахиленого жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, пульта керування, ємкості для збирання сипких матеріалів, механізму переміщення завантажувача. На горизонтальній рамі встановлена підставка під горизонтальну секцію завантажувача з завантажувальним бункером, а правий кінець цієї секції під'єднаний до редуктора з двома вихідними кінцями, один з них - до приводу горизонтальної секції, а другий - до привідного вала вертикальної секції, яка знизу з'єднана з вихідним кінцем горизонтальної секції, яка встановлена під кутом. Крім цього до рами в зоні приводу встановлено механізм регулювання кута нахилу вертикальної секції відомої конструкції, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток відомої конструкції для транспортування сипких матеріалів в ємкості, крім цього в кінці горизонтальної секції встановлено вивантажувальне вікно з заслінкою для проведення замірів потоків. Також до стенда під'єднані прилади для заміру потужності і продуктивності - Altivar і персональний комп'ютер.

UA 124006 U



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **124666** (13) **U**  
(51) МПК  
**B01F 7/08** (2006.01)

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 00996</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>27.03.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.04.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.04.2018, Бюл.№ 8</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Мельничук Сергій Леонідович (UA), Марунич Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лелкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA), Мельничук Сергій Леонідович, вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 33000 (UA), Марунич Олександр Петрович, с. В. Омеляна, Рівненський р-н, Рівненська обл., 35360 (UA)</b></p>
---	---

**(54) ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ З ПІДНІМАЛЬНО-ПЕРЕСИПНИМ МЕХАНІЗМОМ**

**(57) Реферат:**

Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом виконано у вигляді рами, на якій змонтована циліндрична труба з гвинтовим робочим органом з валом, завантажувальними і розвантажувальними механізмами, з бункером і шибером, скатної дошки, пульта керування, приводу, механізму регулювання кута нахилу встановлення конвесра, пульта керування і ємності. При цьому гвинтовий робочий орган, який встановлений в нижній частині змішувача, виконано у вигляді гвинтової спіралі зі звичайним профілем по зовнішньому діаметру, а друга верхня частина гвинтового робочого органа виконана у вигляді вала, до якого приварено гвинтову спіраль звичайного або гофрованого профілю. Кріплення двох частин гвинтового робочого органа здійснюється відомою конструкцією, а по периферії привідного диска піднімально-пересипного механізму перпендикулярно до його площин зі сторони верхнього кінця транспортної труби рівномірно по колу встановлені ємності у вигляді призм з радіусними боковинами.

**UA 124666 U**



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125332** (13) **U**  
(51) МПК  
**B21D 11/06** (2006.01)

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 11048</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>13.11.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.05.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>10.05.2018, Бюл.№ 9</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Дячун Андрій Євгенович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Маруніч Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Дячун Андрій Євгенович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA), Маруніч Олександр Петрович, с. В. Омеляна, Рівенський р-н, Рівенська обл., 35360 (UA)</b></p>
---	---

**(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАВИВАННЯ ПРОФІЛЬНИХ ВИВАНТАЖУВАЛЬНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК**

**(57) Реферат:**

Пристрій для навивання профільних вивантажувальних гвинтових заготовок має внутрішню циліндричну поверхню, який виконано у вигляді ступінчастої оправки, торцева поверхня якої виконана у вигляді гвинтової поверхні, а у більшому ступені оправки виконано осьовий паз для фіксації кінця смуги механізмів радіального і осьового притискання. Торцева поверхня оправки виконана з кроком, рівним ширині притискного ролика, а по центру кулачка копіра виконано наскрізний шестигранний отвір, який взаємодіє з лівим аналогічним виступом еліпсної оправки з можливістю відносного переміщення. В ступінчастій оправці навпроти центрального отвору копір-кулачка виконано наскрізний отвір для вибивання еліпсної оправки при її заміні, а також пристрій оснащений Г-подібним механізмом подачі заготовок в зону формоутворення.

UA 125332 U



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125652** (13) **U**  
(51) МПК (2018.01)  
**B65G 33/00**

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>а 2017 11062</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>13.11.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.05.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.05.2018, Бюл.№ 10</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Слободян Любомир Михайлович (UA), Клендій Володимир Михайлович (UA), Маруніч Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Слободян Любомир Михайлович, вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 47722 (UA), Клендій Володимир Михайлович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA), Маруніч Олександр Петрович, с. В. Омеляна, Рівненський р-н, Рівненська обл., 35360 (UA)</b></p>
--	---

**(54) ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ-ЗАВАНТАЖУВАЧ**

**(57) Реферат:**

Гвинтовий змішувач-завантажувач виконано у вигляді рами, циліндричних, горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, пульта керування, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збору матеріалів, установчих і кріпильних елементів. Змішувач-завантажувач виконано зі змінними вертикальними гвинтовими робочими органами різної довжини і призначення. Нижній вертикальний кінець жолоба горизонтальної секції має кут нахилу у вертикальній площині 15...20° і його виконано у вигляді конічної форми з шарнірним ущільнюючим з'єднанням з можливістю зміни вертикального кута нахилу, який є у жорсткій взаємодії з аналогічним конічним нижнім кінцем вертикальної секції жолоба. Кінець горизонтального жолоба і початок вертикального кожуха з'єднані між собою жолобом і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипких матеріалів, нижньою основою якого є півкругла підставка на колесах з можливістю зміни положення об'єкта в процесі роботи і вона жорстко закриває очисне вікно змішувача-завантажувача під час ремонту і обслуговування всередині півкруглої опори, яка виконана у вигляді сферичного підшипника закритого типу відомої конструкції. До підставки жорстко під'єднано тягу і конічні опори.

**UA 125652 U**



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **128017** (13) **U**  
(51) МПК (2018.01)  
**B01F 7/00**

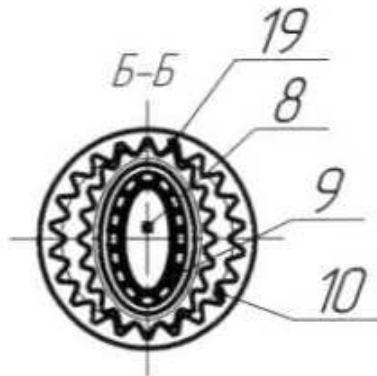
**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

(21) Номер заявки: <b>u 2018 03717</b>	(72) Винахідник(и): <b>Маруніч Олександр Петрович (UA)</b>
(22) Дата подання заявки: <b>06.04.2018</b>	(73) Власник(и): <b>Маруніч Олександр Петрович, вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 46008 (UA)</b>
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>27.08.2018</b>	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>27.08.2018, Бюл.№ 16</b>	

**(54) УНІВЕРСАЛЬНИЙ ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ**

**(57) Реферат:**

Універсальний гвинтовий змішувач виконано у вигляді рами, транспортної кінчної труби з гвинтовим робочим органом, завантажувальним і розвантажувальними елементами, бункера, приводу, пульта керування, причому гвинтові робочі органи є змінними для операцій транспортування, змішування, подрібнення, пресування, видавлювання соків, насиченням зерна органічними добривами, протруювання, а привідний механізм виконано у вигляді хвильової передачі з гнучким зубчатим вінцем, з'єднаним з веденим валом zdeформованого генератора хвиль, на якому розміщений гнучкий підшипник, а гвинтовий робочий орган виконано у вигляді гофрованого гвинтового елемента, опор з можливістю зміни кута його нахилу до горизонту, а з правого кінця вал виконано у вигляді сферичного шарніра, який є у взаємодії з підвісною опорою, яка жорстко закріплена до внутрішньої поверхні труби і оснащена системою змащення з масляною, крім цього сферичний шарнір закритий масляним ущільнювачем відомої конструкції і міжвитковий простір гвинта по довжині до виходу матеріалу є рівномірно збільшеним.



**UA 128017 U**



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **128019** (13) **U**  
(51) МПК (2018.01)  
**B65G 33/00**

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2018 03752</b>  (22) Дата подання заявки: <b>06.04.2018</b>  (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>27.08.2018</b>  (46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>27.08.2018, Бюл.№ 16</b></p>	<p>(72) Винахідник(и):  <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA),  Слободян Любомир Михайлович (UA),  Клендій Володимир Миколайович (UA),  Маруніч Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и):  <b>Ляшук Олег Леонтійович,  вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),  Слободян Любомир Михайлович,  вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 46000 (UA),  Клендій Володимир Миколайович,  вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA),  Маруніч Олександр Петрович,  вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 33000 (UA)</b></p>
--	--

**(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ З ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ НА ВЕРТИКАЛЬНУ ГІЛКУ**

**(57) Реферат:**

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку, який виконано у вигляді рами, циліндричного горизонтального і вертикального жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів, приводів, двох гілок механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба, ємності для збору сипких матеріалів, пульта керування. Стенд оснащений одним приводом з подачею обертів одночасно на горизонтальну і вертикальну гілки через додатковий Г-подібний редуктор передачі, крім цього, продуктивність вертикальної гілки повинна бути не менше продуктивності горизонтальної гілки, в кінці горизонтальної сітки виконано вихідне вікно з шибером для заміру її продуктивності, стенд оснащений контрольними пристроями Altivar і персональним комп'ютером, крім цього, кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно є збільшеними в напрямку виходу матеріалу із нього.

UA 128019 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **128417** (13) **U**

(51) МПК (2018.01)

**B65G 33/00****B65G 33/34** (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2018 05638</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>21.05.2018</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.09.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>10.09.2018, Бюл.№ 17</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Слободян Любомир Михайлович (UA), Маруніч Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Слободян Любомир Михайлович, вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 46000 (UA), Маруніч Олександр Петрович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 33000 (UA)</b></p>
--	---

**(54) ГВИНТОВИЙ ЗАВАНТАЖУВАЧ-ЗМІШУВАЧ З ЦЕНТРАЛЬНИМ ПРИВОДОМ****(57) Реферат:**

Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом виконано у вигляді рами, горизонтальної і вертикальної гілок з гвинтовими робочими органами, механізмом регулювання кута нахилу вертикальної секції, привідного шківів, який встановлений на трубі, яка встановлена на рамі з двох сторін і має внутрішній зубчастий кінець, який є у взаємодії із привідним колесом і привідним валом. При цьому в зоні вивантаження горизонтальної секції встановлено привідний механізм горизонтальної секції і механізм переміщення гвинтового завантаження, керування якими здійснюється з пульта керування, а зона вивантаження горизонтальної секції розміщена в півкруглому корпусі підставки переміщення завантажувача знизу, всередині якої виконано опору відомої конструкції нижнього кінця вертикального вала секції розвантаження завантажувача, крім цього, механізм переміщення завантажувача оснащений опорними колесами з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення.

**UA 128417 U**



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **118405** (13) **U**  
(51) МПК (2017.01)  
**B21H 3/00**

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 01005</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>03.02.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.08.2017</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>10.08.2017, Бюл.№ 15</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Котик Роман Миколайович (UA),</b> <b>Клендій Володимир Миколайович (UA),</b> <b>Маруніч Олександр Петрович (UA),</b> <b>Левкович Михайло Геннадійович (UA),</b> <b>Шуст Ігор Михайлович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Котик Роман Миколайович,</b> вул. Відінська, 35, м. Рівне, 33000 (UA), <b>Клендій Володимир Миколайович,</b> вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA), <b>Маруніч Олександр Петрович,</b> с. В. Омеляна, Рівенський р-н, Рівенська обл., 35360 (UA), <b>Левкович Михайло Геннадійович,</b> вул. Молодіжна, 30, м. Тернопіль, 46000 (UA), <b>Шуст Ігор Михайлович,</b> вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 46027 (UA)</p>
--	---

**(54) ОБКАТНИЙ ВЕРСТАТ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ ЗАГОТОВОК**

**(57) Реферат:**

Обкатний верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок виконано у вигляді станини, приводу, шпинделів, які встановлені під кутом один до одного, механізму закріплення заготовок. На кінцях обкатних шпинделів жорстко закріплені відомим способом конічні формувальні інструменти з формувальними зубами і впадинами з відповідними параметрами. Зазор між формувальними інструментами є більшим товщини заготовки, а висота гофри по внутрішньому діаметру є більшою, ніж по зовнішньому. Верстат оснащений токарним патроном і заднім центром для підтримки навивного вала. Додатково містить механізм регулювання величини кроку гофрованої заготовки і кута між обкатними шпинделями відомої конструкції і направляючими елементами точного переміщення заготовки.

**UA 118405 U**





МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125332** (13) **U**  
(51) МПК  
**B21D 11/06** (2006.01)

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 11048</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>13.11.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.05.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>10.05.2018, Бюл.№ 9</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович (UA), Дячун Андрій Євгенович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Марунич Олександр Петрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA), Дячун Андрій Євгенович, вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA), Марунич Олександр Петрович, с. В. Омеляна, Рівенський р-н, Рівенська обл., 35360 (UA)</b></p>
---	---

**(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАВИВАННЯ ПРОФІЛЬНИХ ВИВАНТАЖУВАЛЬНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК**

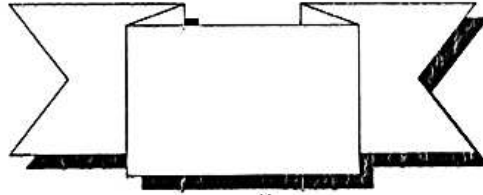
**(57) Реферат:**

Пристрій для навивання профільних вивантажувальних гвинтових заготовок має внутрішню циліндричну поверхню, який виконано у вигляді ступінчастої оправки, торцева поверхня якої виконана у вигляді гвинтової поверхні, а у більшому ступені оправки виконано осьовий паз для фіксації кінця смуги механізмів радіального і осьового притискання. Торцева поверхня оправки виконана з кроком, рівним ширині притискного ролика, а по центру кулачка копіра виконано наскрізний шестигранний отвір, який взаємодіє з лівим аналогічним виступом еліпсної оправки з можливістю відносного переміщення. В ступінчастій оправці навпроти центрального отвору копір-кулачка виконано наскрізний отвір для вибивання еліпсної оправки при її заміні, а також пристрій оснащений Г-подібним механізмом подачі заготовок в зону формотворення.

UA 125332 U

## ДОДАТОК Д

Акти впровадження результатів дослідження



**УКРАЇНА**

**ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО**  
**“ ЗАКУПНЯНСЬКЕ ХЛІБОПРИЙМАЛЬНЕ ПІДПРИЄМСТВО”**

Хмельницька область, Чемеровецький район, смт. Закупне  
вул. Центральна, 28 31614, тел/факс (03859) 2-01-51. [ZakupnaHPP@i.ua](mailto:ZakupnaHPP@i.ua)  
р/р 26005196434 в Райффайзен банк “Аваль” МФО 380805 ЗКПО 00952433

№ \_\_\_ від « \_\_\_ » березня 2019 р.

### АКТ

**Впровадження наукової розробки на ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство»**

Даний акт складено про те, що за результатами наукової розробки, проведеної авторами Ляшуком Олегом Леонтіївичем, Слободяном Любомиром Михайловичем, Маруничем Олександром Петровичем з виготовлення гвинтового завантажувача-змішувача з центральним приводом згідно деклараційного патенту України № 128417 бюл. № 17, 10.09.2018 р.

Дана розробка забезпечує зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також підвищення ефективності та якості транспортування сипких матеріалів.

Директор  
ПРАТ «Закупнянське ХПП»



С.М.Манич

## Продовження додатку Д

УКРАЇНА  
МІНІСТЕРСТВО  
ОСВІТИ І НАУКИ  
УКРАЇНИ  
БОРШЧІВСЬКИЙ  
АГРОТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ

м. Борщів, вул. Грушевського 15  
Тернопільської області  
Тел.факс. 2-15-13  
e-mail: agrotehkol@gmail.com  
www.batk.edu.ua



UKRAINE  
MINISTRY OF  
EDUCATION AND SCIENCE OF  
UKRAINE  
BORSHCHIV AGROTECHNICAL  
COLLEGE

Borshchiv Grushevskiy street, 15  
Ternopil region  
Tel. Fax. 2-15-13  
e-mail: agrotehkol@gmail.com  
www.batk.edu.ua

« 9 » вересня 2019 р

№ 01-08/62

## АКТ

## Впровадження наукової розробки у Борщівському агротехнічному коледжі

Результати експериментальних досліджень з виготовлення стенду для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів згідно корисної моделі до патенту України № 124006 бюл. № 5 12.03.2018 р. авторів Ляшука Олега Леонтійовича, Клендія Володимира Миколайовича, Слободяна Любомира Михайловича, Маруніча Олександра Петровича.

Дана розробка забезпечує розширення технологічних можливостей виконання стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних недоопрацювань, може бути рекомендований у виробництво.

Директор  
Борщівського агротехнічного коледжу



Козій Я.В.