

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МЕЛЬНИЧУК АНДРІЙ ЛЕОНІДОВИЧ

УДК 621.867.42

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПАРАМЕТРІВ ПОЛОГО
НАХИЛЕНОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ОБЕРТОВИМ
КОЖУХОМ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ А.Л. Мельничук

Науковий керівник:
Гевко Іван Богданович,
доктор технічних наук, професор

Тернопіль – 2018

АНОТАЦІЯ

Мельничук А.Л. Обґрунтування конструкції та параметрів полого нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 “Піднімально-транспортні машини”. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

Дисертація присвячена теоретичному узагальненню і новому технічному вирішенню наукової проблеми, яка полягає в підвищенні ефективності полого нахилених гвинтових конвеєрів шляхом розроблення нових конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами і вибору раціональних режимів їх роботи із формуванням умов, що сприяють збільшенню осьової швидкості переміщення матеріалу.

Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху виділених об’ємів матеріалу у полого нахилоному швидкохідному гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом. Отримано параметричні рівняння траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів та продуктивність роботи на стадії проектування конвеєра. Проведено дослідження швидкостей сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом. Встановлено залежності величини кутової швидкості обертання кожуха від кута підйому витка для випадку ідеального транспортування.

Теоретично та експериментально досліджено характер навантаження на робочі елементи полого нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, виведено теоретичні та емпіричні залежності для визначення продуктивності та енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, зокрема потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат полого нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових конвеєрів при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв., оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра.

За результатами досліджень встановлено, що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра призводить до зниження питомих енерговитрат конвеєра від 1,8 до 22% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження питомих енерговитрат конвеєра досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра. Тому надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра є доцільним способом зниження питомих енерговитрат та підвищення продуктивності конвеєра під час транспортування сипких матеріалів порівняно із гвинтовим конвеєром із нерухомим кожухом.

Розроблено та проведено випробовування нової конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом із встановленням його конструктивних та технологічних параметрів. Результати порівняльної оцінки модернізованого гвинтового конвеєра із базовим підтвердили технологічну ефективність його застосування при транспортуванні зернових матеріалів. Отримано емпіричні залежності для визначення продуктивності, потужностей на приводах шнека та кожуха і питомих енерговитрат полого нахиленого гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.

Технічна новизна розробок захищена 11-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати впроваджено у ФГ «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль». Прогнозований річний економічний ефект від застосування гвинтового конвеєра з обертовим кожухом складає 31002 грн.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, шнек, кожух, частота обертання, продуктивність, питомі енерговитрати.

ANNOTATION

Melnichuk A.L. Justification of the design and parameters of a hollow inclined screw conveyor with a rotating casing. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.05.05 "Lifting Transport Equipment". - Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2018.

The thesis is devoted to theoretical generalization and a new technical solution of the scientific problem, which consists in increasing the efficiency of hollow inclined screw conveyors by developing new designs of screw conveyors with rotating casings and selecting rational operating modes with the formation of conditions conducive to an increase in the axial velocity of material movement.

The kinematics of the bulk cargo is studied on the basis of the equations of motion of the extracted volumes of material in a hollow inclined high-speed screw conveyor with a rotating casing. Parametric equations and graphs of the trajectory, speed and acceleration of the cargo movement are obtained, which allow to determine the intensity of material movement and the productivity of the work at the stage of designing the conveyor. The velocities of bulk material in a screw conveyor with a rotating casing in a grapho-analytical method were studied.

The character of the load on the working elements of a hollow inclined screw conveyor with a rotating casing has been theoretically and experimentally studied, theoretical and empirical dependences have been derived to determine the productivity and energy parameters when moving the cargo, in particular, the power on the screw drive, the power at the casing drive, the total power on the screw drives and casing, the specific energy consumption of a tilted screw conveyor with a rotating casing, can be widely used in the design of screw conveyors while rotating the casing in a direction opposite to the rotation direction of the screw.

According to the results of the research, it is established that an increase in the rotational speed of the casing leads to an increase in the productivity of the screw

conveyor by 18-25% compared to its operation with a stationary casing. Also increase of the rotational speed of the casing above 620 rpm. is irrational, because this does not change the performance of the conveyor. The rational rotation speed of the casing is from 480 to 600 rpm, as this results in the greatest increase in the productivity of the screw conveyor.

According to the results of the research, it is established that the provision of rotational motion of the screw conveyor casing results in a decrease in the specific energy consumption of the conveyor from 1.8 to 22% compared to its operation with a stationary casing. At the same time, the maximum reduction in the specific energy consumption of the conveyor is achieved at a rotational speed of 312 rpm, and the minimum at a rotational speed of 624 rpm. However, at this casing rotation speed, the highest conveyor productivity is ensured. Therefore, the provision of rotational motion of the casing of the screw conveyor is expedient in the way of reducing the specific energy consumption and increasing the productivity of the conveyor when transporting bulk materials in comparison with a screw conveyor with a static casing.

A new design of a screw conveyor with a rotating casing with the establishment of its design and technological parameters has been developed and tested. The results of the comparative evaluation of the upgraded screw conveyor with the base confirmed the technological efficiency of its use in the transport of bulk materials. Empirical dependencies have been obtained to determine the productivity, capacities on the drives of the screw and casing and the specific energy consumption of a hollow inclined screw conveyor with a rotating casing.

The technical novelty of developments is protected by the 11 declarative patents of Ukraine on utility models. The received scientific and practical results are implemented in the FV "SVITTOCH" and SFNVG "Koval". The projected annual economic effect of using a screw conveyor with a rotating casing is 31002 UAH.

Key words: screw conveyor, screw, casing, speed, productivity, specific power consumption.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в закордонних збірниках

1. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers / Iv.B. Hevko, O.L. Lyashuk, R.Y. Leshchuk, L.R. Rogatynska, A.L. Melnychuk // INMATEH – Agricultural Engineering. – Bucharest : INMA Bucharest / Romania, 2016. – Vol. 48, No. 1 – P. 35-42. *(Автором досліджено умови роботи гвинтового конвеєра та запропоновано конструктивні рішення модернізованих конструкцій. Індексується в міжнародній наукометричній базі SciVerse Scopus).*

Публікації у фахових виданнях

2. Дослідження продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян, А.Л. Мельничук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні системи і технології тваринництва. – Харків, 2017. – Вип. 181. - С. 285-293. *(Автором прийнято участь у проведенні та статистичних обробленнях даних експерименту).*

3. Стендове обладнання для дослідження модернізованих гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян, О.М. Кондратюк // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2016. – Вип. 3 (75). - С. 274-282. *(Автором запропоновано використання частотного перетворювача у стендовому обладнанні та окремі конструктивні рішення при проектуванні установки).*

4. Рогатинський Р.М. Дослідження швидкостей зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом / Р.М. Рогатинський, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Луцьк, 2017. – № 38. - С. 125-132. *(Автором побудовано графічні залежності одержаних теоретичних результатів).*

5. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян, А.Л. Мельничук, І.М. Шуст // Перспективні технології та прилади. –

Луцьк, 2017. – Вип. 10. - С. 186-192. *(Автором прийнято участь у генеруванні та відборі кращих варіантів генерованих конструкцій).*

6. Гевко Б.М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером / Б.М. Гевко, А.Л. Мельничук, І.М. Шуст // Вісник Тернопільського національного технічного університету. — Тернопіль : ТНТУ, 2015. — Т. 79. — № 3. — С. 143-148. *(Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і кінематичних параметрів шнекового транспортера).*

7. Техніко-економічне обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, Р.З. Золотий, І.М. Шуст // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків, 2018. – Вип. 190. - С. 318-326. *(Автором запропоновано спосіб визначення очікуваного річного економічного ефекту).*

8. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, І.М. Шуст, А.Л. Мельничук // 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. *(Автором прийнято участь у генеруванні та відборі кращих варіантів генерованих конструкцій).*

Тези конференцій та семінари

9. Установка для дослідження процесу перевантаження сипких вантажів конвеєрами з транспортуючими кожухами / Ів. Гевко, А. Дячун, А. Вар'ян, А. Мельничук // XIX наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 18-19 травня 2016 р. : тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 22-23. *(Автором запропоновано використання частотного перетворювача у стендовому обладнанні та окремі конструктивні рішення при проектуванні установки).*

10. Стенд для дослідження транспортування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовими кожухами / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян // V Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”: 17-18 листопада 2016 р. : тези доп. – Тернопіль : вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2016. – С. 149. *(Автором запропоновано та реалізовано метод контролю потужностей на приводах та окремі конструктивні рішення при проектуванні установки).*

11. Дослідження характеристик гвинтового конвеєра з обертовим кожухом / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук // Всеукраїнська науково-технічна конференція “Механіка машин – основна складова прикладної механіки”, присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича : 11-13 квітня 2017 р. : тези доп. – Дніпро, 2017. – С. 312-313. *(Автором проведено узагальнення представлених результатів).*

12. Дослідження швидкості обертання кожуха гвинтового конвеєра / А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян, В.З. Сай // XX наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 17-18 травня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль: вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. – С. 22. *(Автором встановлено основні параметри, що впливають на частоту обертання кожуха гвинтового конвеєра).*

13. Гевко Ів.Б. Гвинтові спіралі із пружно-запобіжним з'єднанням секцій / Ів.Б. Гевко, А.Л. Мельничук // IV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”: 25-26 листопада 2015 р. : тези доп. – Тернопіль : вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – С. 122-123. *(Автором запропоновано нові конструкції пружно-запобіжних з'єднань секцій гвинтових спіралей).*

14. Мельничук А.Л. Гвинтові конвеєри з ефективними завантажувальними механізмами / А.Л. Мельничук // Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції навчально-наукового інституту технічного сервісу “Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин”: 1-2 грудня 2016 р. : тези доп. – Харків: ХНТУСГ, 2017. – С. 90.

15. Дячун А. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом / А. Дячун, А. Мельничук // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій», присвяченої 100-річчю з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті): 22-24 травня 2018 р. : тези доп. – Тернопіль, 2018. – С. 105-106. *(Автором виведено аналітичні залежності для дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом).*

Патенти України

16. Пат. № 119022. Україна, МПК (2017.01). B65G 33/00, B65G 33/26(2006.01). Гвинтовий конвеєр з обертовим завантажувальним кожухом і гвинтом / Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. заявники і патентотримувачі: Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. – № у 2017 01919 ; заявл. 28.02.17; опубл. 11.09.17, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова).*

17. Пат. № 119023. Україна, МПК (2017.01). B65G 33/00. Гвинтовий конвеєр з регульованим завантаженням / Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. заявники і патентотримувачі: Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. – № у 2017 01934 ; заявл. 28.02.17; опубл. 11.09.17, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова).*

18. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М. – № у 2016 1153927; заявл. 14.11.16; опубл. 27.03.2017, Бюл.№ 6. *(Частка всіх авторів однакова).*

19. Пат. 121360 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружна муфта / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. ; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. – № а 201702361; заявл. 14.03.17; опубл. 11.12.17, Бюл. № 23. *(Частка всіх авторів однакова).*

20. Пат. 112995 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Мельничук А.Л., Дубиняк Т.С., Шуст І.М.;

заявник і патентоотримувач: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 060292017; заявл. 03.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. № 1. (Частка всіх авторів однакова).

21. Пат. 103550 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Пружний гнучкий гвинтовий робочий орган / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л., Шуст І.М.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л., Шуст І.М. – № у 2015 05086; заявл. 25.05.15; опубл. 25.12.15, Бюл. № 24. (Частка всіх авторів однакова).

22. Пат. 106936 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Гвинтова спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. – № у 2015 11742; заявл. 27.11.15; опубл. 10.05.16, Бюл. № 9. (Частка всіх авторів однакова).

23. Пат. 108024 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гнучкий гвинтовий конвеєр з компенсаційним з'єднанням / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. – № у 2016 00649; заявл. 27.01.16; опубл. 24.06.16, Бюл. № 12. (Частка всіх авторів однакова).

24. Пат. 112512 Україна, МПК В21D 39/00 (2006.01). Гвинтовий конвеєр з ексцентричним кожухом, що повертається / Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Рогатинська О.Р., Шуст І.М., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Рогатинська О.Р., Шуст І.М., Мельничук А.Л. – № у 201604736; заявл. 28.04.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. (Частка всіх авторів однакова).

25. Пат. 124911 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха / Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. – № у 2017 11316; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8. (Частка всіх авторів однакова).

26. Пат. 124912 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається / Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. – № у 2017 11317; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8. (Частка всіх авторів однакова).

ЗМІСТ

ВСТУП	14
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД РЕЗУЛЬТАТІВ І ВИБІР НАПРЯМКІВ	
ДОСЛІДЖЕНЬ.....	19
1.1. Стан досліджень гвинтових конвеєрів.....	19
1.2. Аналіз конструктивних рішень гвинтових конвеєрів і їх робочих органів.....	28
1.3. Аналіз результатів досліджень кінематики сипкого матеріалу у гвинтових конвеєрах.....	39
1.4. Аналіз конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами.....	44
1.5. Висновки і завдання досліджень	51
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ	
ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ КОНВЕЄРОМ З	
ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ.....	52
2.1. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням.....	52
2.2. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом.....	58
2.3. Дослідження енергосилових параметрів гвинтового конвеєра із обертовим кожухом.....	65
2.4. Дослідження швидкостей сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом.....	76
2.5. Аналіз моделі руху вантажу поверхнями гвинтового конвеєра з обертовим кожухом в циліндричній системі координат.....	83
2.6. Висновки.....	87

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ОБЕРТОВИМИ КОЖУХАМИ.....	89
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	89
3.2. Опис лабораторної установки для проведення експериментальних досліджень.....	90
3.3. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.....	99
3.4. Висновки.....	106
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..	108
4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.....	108
4.2. Результати експериментальних досліджень потужності на приводі шнека гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.....	115
4.3. Результати експериментальних досліджень потужності на приводі обертового кожуха гвинтового конвеєра.....	123
4.4. Результати експериментальних досліджень сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха гвинтового конвеєра.....	131
4.5. Результати експериментальних досліджень питомих енерговитрат транспортування матеріалів гвинтовим конвеєром з обертовим кожухом....	139
4.6. Висновки.....	147
РОЗДІЛ 5. ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....	151
5.1. Технологічність конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами.....	151
5.2. Методика інженерного розрахунку гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.....	155

5.3. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій гвинтових конвеєрів.....	159
5.4. Визначення економічної ефективності від використання гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами.....	169
5.10. Висновки.....	176
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	177
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	181
ДОДАТКИ.....	198

ВСТУП

Актуальність теми. У багатьох механізмах і машинах різних галузей економіки основними робочими й завантажувально-розвантажувальними органами є гвинтові конвеєри (ГК). Вони володіють рядом переваг, зокрема безперервністю процесу переміщення вантажів, широкою багатофункціональністю, можливістю не впливати на фізико-механічні властивості транспортованих матеріалів або забезпечувати, при потребі, їх трансформацію, проводити перевантаження матеріалів різних за структурою і фракційністю, герметичністю, простотою конструкції, надійністю в експлуатації, можливістю взаємодії з іншим обладнанням, конвеєрами тощо з метою забезпечення механізації й автоматизації виробничих операцій. Проте основним недоліком цих конвеєрів є порівняно низька продуктивність і, як наслідок, висока енергоємність транспортування.

Підвищення ефективності роботи ГК можливе шляхом формування умов, що сприяють зменшенню опору в зоні завантаження і збільшенню осьової швидкості переміщення матеріалу. Для забезпечення високої продуктивності виконання транспортно-технологічних процесів гвинтовими механізмами існує необхідність створення прогресивних конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами (ГКОК), що дозволяють використовувати відцентрові сили при транспортуванні, а також частково впливати на процеси тертя між сипким матеріалом та робочими елементами ГК. Тому вирішення наукового завдання, яке полягає в розробленні та практичній реалізації нових конструкцій ГК, що забезпечують зменшення питомих енерговитрат і підвищення продуктивності, є актуальним, доцільним, значущим і перспективним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя в рамках науково-дослідної держбюджетної теми ДІ 233-17 «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для

технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації 0117U002246), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

Мета роботи і завдання дослідження. Мета роботи – підвищення продуктивності та зниження питомих енерговитрат при функціонуванні положо нахилених гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами шляхом розроблення нової конструкції і вибору раціональних режимів її роботи.

Для досягнення мети в роботі поставлені та вирішені такі **завдання:**

- провести аналіз конструкцій та процесів роботи гвинтових конвеєрів і на цій основі розробити теоретичні передумови проектування модернізованих гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами;

- провести теоретичні та експериментальні дослідження кінематики сипкого вантажу під час транспортування гвинтовим конвеєром з обертовим кожухом і вивести залежності для визначення його продуктивності;

- встановити характер навантаження на робочі елементи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом із виведенням теоретичних та емпіричних залежностей для визначення енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, зокрема потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, питомих енерговитрат;

- провести дослідження швидкостей сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, потужностей на приводах шнека і кожуха та питомих енерговитрат під час транспортування сипких вантажів від режимів роботи конвеєра;

- розробити інженерну методику проектування гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами.

Об'єкт дослідження – процеси транспортування сипких матеріалів полого нахиленим гвинтовим конвеєром з обертовим кожухом.

Предмет дослідження – закономірності впливу режимів роботи полого нахиленого гвинтового конвеєра з обертовими кожухом на його продуктивність та питомі енерговитрати.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, основ конструювання деталей машин, а також сучасних методів математичного моделювання. Експериментальні дослідження здійснено за допомогою методів математичного планування експерименту з використанням комп'ютерної техніки і прикладного програмного забезпечення та стандартних методик із застосуванням спеціально спроектованого та виготовленого технологічного устаткування.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше досліджено кінематику вантажу у полого нахиленому гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом, отримано параметричні рівняння траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів та продуктивність роботи конвеєра;

- вперше встановлено закономірності зміни навантажень у полого нахиленому гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом та виведено аналітичні залежності для визначення енергосилових параметрів процесу;

- одержало подальший розвиток дослідження швидкостей сипкого матеріалу у полого нахиленому гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом із встановленням умови швидкісного осьового переміщення вантажу, що залежить від співвідношення частот обертання шнека та кожуха;

- вперше визначено закономірності зміни кутового параметру вантажу для випадку тихохідного транспортування і усталеного руху для горизонтального та полого нахиленого конвеєрів з обертовим кожухом.

Практичне значення отриманих результатів. Проведено структурний

синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з обертовими кожухами методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримано ряд конструкцій з покращеними технологічними характеристиками, що дало можливість часткового вирішення питання підвищення продуктивності транспортування сипких вантажів при зниженні питомих енерговитрат.

Розроблено та проведено випробовування нового ГКОК із встановленням його конструктивних та технологічних параметрів. Результати порівняльної оцінки модернізованого ГК із базовим підтвердили технологічну ефективність його застосування при транспортуванні сипких матеріалів. Отримано емпіричні залежності для визначення продуктивності, потужностей на приводах шнека та кожуха і питомих енерговитрат полого нахилоного ГКОК.

Технічна новизна розробок захищена 11-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати впроваджено у ФГ «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль». Прогнозований річний економічний ефект від застосування гвинтового конвеєра з обертовим кожухом складає 31002 грн.

Особистий внесок здобувача. Основні положення дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно і у працях, опублікованих у співавторстві та в одноосібній праці розроблено теоретичні [22, 43, 44, 47, 123, 151] передумови роботи ГК, проведено комплекс експериментальних досліджень [42, 43], здійснено генерування конструкцій гвинтових механізмів [31, 127, 88], розроблено стендове обладнання для дослідження ГКОК [134, 135, 140], запропоновано нові конструкції ГК та їх захисних механізмів [29, 96, 97, 100-108], проведено техніко-економічне обґрунтування модернізованої конструкції ГКОК [136].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: ХІХ, ХХ наукових конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2016, 2017); Міжнародній науково-технічній конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» присвяченій 100-

річчю з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті) (м. Тернопіль, 2018); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича (м. Дніпро, 2017); IV, V Міжнародних науково-технічних конференціях молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій” (м. Тернопіль, 2015, 2016); III Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції навчально-наукового інституту технічного сервісу “Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин” (Харків, 2016). Робота доповідалась й отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Публікації. Результати наукових досліджень викладено у 26 наукових працях, з них – 7 статей у фахових виданнях України, 1 стаття – у закордонному виданні, що індексується у наукометричній базі **Scopus**, 11 деклараційних патентів України на корисні моделі, 7 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 157 найменувань та 3 додатків. Загальний обсяг дисертації 212 сторінок, в тому числі 155 сторінок основного тексту, 64 рисунки, 17 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД РЕЗУЛЬТАТІВ І ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Стан досліджень гвинтових конвеєрів

ГК широко використовуються в різних галузях економіки для переміщення сипких, кускових, в'язких і інших матеріалів, а також при змішуванні, дозуванні, калібруванні тощо. Їх загальна питома вага у завантажувально-розвантажувальних операціях складає близько 40% [124]. До їх переваг також слід віднести простоту конструкції, зручність в користуванні, мобільність і надійність [3, 12, 27, 32, 57, 62, 87]. До недоліків ГК, порівняно з аналогічними засобами перевантаження вантажів, потрібно віднести підвищену енергоємність і невисоку продуктивність.

Основними показниками, які характеризують ефективність використання гвинтових конвеєрів є продуктивність, матеріаломісткість та енергоємність. Відповідно ці показники визначають основні завдання досліджень ГК і залежать вони від геометричних і кінематичних параметрів конвеєра, фізико-механічних властивостей перевантажувального вантажу і ступеня заповнення міжвиткового простору шнека. При цьому до основних геометричних параметрів ГК відносять діаметр вала (внутрішній діаметр спіралі шнека), зовнішній діаметр спіралі шнека, крок спіралі шнека та внутрішній діаметр кожуха, а до основних кінематичних параметрів відносять кутову швидкість або частоту обертання шнека. Крім цього, на сьогоднішній день надважливим параметром виступає енергоємність, тож для ГК до основних досліджуваних параметрів відносять енерговитрати або споживану потужність.

Аналізуючи результати досліджень гвинтових конвеєрів, слід відзначити, що основи теорії проектування і експериментальних досліджень гвинтових механізмів були закладені і розвинуті Александров М.П. [3], Алімовим О.Д. [4], Алтинбековим Ф.Е. [5], Алферов К.В. [6], Богацьким В.М. [11], Вайсоном А.А. [12], Василенко П.М. [13], Васильківим В.В. [15], Вітровим А.О. [18], Гевко Б.М.

[20, 21, 89], Гевко І.Б. [27], Гевко Р.Б. [30], Германом Х. [32], Григор'євим А.М. [34], Грудовим Р.С. [35], Груздєвим І.Е. [36], Гуриком О.Я. [37], Гячевим Л.В. [38], Дідухом В.Ф. [40], Дмитрівим Д.В. [41], Дячуном А.Є. [46], Зенковим Р.Л. [55-57], Івановим В.Г. [59], Іванченко Ф.К. [62], Капацілою Ю.Б. [64], Кіщенко А.І. [66], Клендійом В.М. [67], Клендійом М.В. [68], Красніковим В.В. [77, 78], Куликівським В.Л. [81], Куциним Л.М. [82], Лещуком Р.Я. [83], Ловейкіним В.С. [84, 85], Михайловим С.Н. [90, 91], Омельченком О.О., Ткачем Б.Д. [94], Пертенем Ю.А. [74], Пилипцем М.І. [109], Піком А.І. [110], Плавінським В.І. [87, 111], Преображенським П.А. [115], Радиком Д.Л. [117], Рогатинською О.Р. [119], Рогатинським Р.М. [120-124], Серілко Д.Л. [125], Соколовим А.Я. [131], Співаковським А.О. [132, 133], Турпаєвим А.І. [139], Часовим Д.П. [141], Штремелем Т.Х. [143], Штуковим М.К. [144], Ярошенком В.Ф. [145] та багатьма іншими.

Дослідниками значна увага приділялась специфіці застосування гвинтових транспортерів у різних галузях економіки, зокрема в машинобудуванні, будівництві, сільському і комунальному господарствах, харчовій та переробній промисловості, на транспорті тощо. Ними встановлено раціональні режими перевантаження вантажів та конструктивних параметрів ГК, теоретично обгрунтовано кінематичні та динамічні параметри ГК, рух матеріальної частинки та потоку матеріалу в просторі конвеєра тощо. Зокрема встановленню емпіричних залежностей для розрахунку продуктивності й енергоємності на основі експериментальних досліджень присвячені праці Григор'єва М.А. [34], Штукова М.К. [144]; до аналітичних напрямків дослідження ГК слід віднести роботи Григор'єва А.М. [34], Груздєва І.Е. [36], Куцина Л.М. [82], Рогатинського Р.М. [122], Омельченка О.О. [94], Ловейкіна В.С. [84, 85]; питанням синтезу ГК присвячені роботи Соколова А.Я. [131], Гевко Б.М. [89], Рогатинського Р.М. [124], Гевко І.Б. [27] та інших.

Діаметр гвинта ГК Григор'євим А.М. рекомендується визначати із залежності [34]:

$$D = \sqrt{Q/(Tc\varphi\rho)}, \quad (1.1)$$

де T – крок гвинта; φ - коефіцієнт заповнення конвеєра; ρ - насипна густина сипкого вантажу; c – коефіцієнт впливу на продуктивність кута нахилу гвинта.

Іванченко Ф. К. пропонує визначати діаметр гвинта ГК, виходячи із умов заданої продуктивності, по формулі [62]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{47\varepsilon n \psi r c_{\beta}}}. \quad (1.2)$$

В працях Зенкова Р. Л. [57], Іванченко Ф. К. [62] та Гевко І.Б. [27] визначено раціональні параметри ГК. Так коефіцієнт кроку спіралі k_s слід вибрати більшим для легших вантажів (для жорстких і гнучких горизонтальних ГК: 0,8...1,2; для жорстких полого нахилених ГК: 0,8...1,0; для гвинтових змішувачів: 1,2...1,5). Загалом між кроком і діаметром спіралі існує залежність $\varepsilon = p/D = 0,5-1,2$, відповідно, чим легший вантаж, тим більший вибирається крок. Зовнішній діаметр спіралі повинен бути в 12 разів більшим за розміри типових кусків сортованих технологічних вантажів і в 4 рази більшим розміру типового куска сипучого рядового технологічного вантажу, і його слід вибрати в межах 50...800 мм для жорстких ГК і 45...120 мм для гнучких.

В праці [62] осьова швидкість переміщення транспортованого вантажу виражається через крок гвинта і частоту його обертання n_g :

$$v = p \cdot n_g / 60. \quad (1.3)$$

А частота обертання гвинтової спіралі [62], залежно від її діаметра та характеру транспортованого вантажу, визначається за формулою:

$$n_g = k / \sqrt{D}, \quad (1.4)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від характеру вантажу: $k = 65 \dots 50$ – для легкого малоабразивного і неабразивного вантажу; $k = 45$ – для важкого мало абразивного вантажу; $k = 30$ – для важкого абразивного вантажу.

Ловейкіним В.С. [84] проведено оптимізацію режимів роботи ГК, зокрема швидкохідних і вертикальних. Рогатинським Р.М. [122] розроблено оптимізаційну модель ГК з розширеними технологічними можливостями. Також Рогатинським Р.М. і Гевко І.Б. [121] розроблено модель конструювання і вибору ГК з розширеними технологічними можливостями та вироблено комплекс наукових і практичних рекомендацій з їх оптимального проектування, проведено дослідження крутильних та згинних коливань шнека [27, 120]. В дисертаційній роботі Рогатинського Р.М. виведені аналітичні залежності для визначення швидкості транспортування ГК (для полого нахиленого конвеєра) [122]:

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi} \left[\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_1} + \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_2} \right], \quad (1.5)$$

де ω - кутова швидкість гвинта; p – крок гвинта; β_1 та β_2 - крайні значення кута підйому траси; α – кут нахилу спіралі.

Загалом для легких сипких вантажів частоту обертання гвинтової спіралі рекомендують встановлювати до 1000 об/хв., для шматкових – до 100 об/хв., для важких і тістоподібних – до 50 об/хв.

Преображенский П.А. встановив залежність визначення мінімального кута нахилу гвинтової лінії [115]:

$$\alpha_{\min} = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{\omega R f}{q \cos \beta} - \frac{\varphi}{2}, \quad (1.6)$$

де ω - кутова швидкість гвинта; φ - кут внутрішнього тертя сипкого матеріалу; q - витрата сипкого матеріалу.

В літературі [3, 57, 62] коефіцієнт заповнення міжвиткового простору ψ , який залежить від реологічних властивостей вантажів, пропонується в межах від 0,125...0,45 (збільшується по мірі зменшення абразивності матеріалу) і може бути

збільшений в 1,5 – 2 рази [3] для коротких ГК, у яких відсутні проміжні підвісні підшипники.

В табл. 1.1, запропонованій Н. Матухно [86], представлено розрахунки числових значень основних параметрів гвинтів жорстких ГК за результатами досліджень різних авторів. З таблиці видно, що не існує єдиної думки про встановлення єдиних меж числових значень основних параметрів спіралей.

Таблиця 1.1

Основні конструктивні параметри гвинтів жорстких гвинтових конвеєрів

Вихідні дані	Зуєв Ф.Г. [58]	Красніков В.В. [78]	Григор'єв А.М. [34]	Анакін І.А. [7]
$D, мм$	100-250	50-300	150-600	$D=(4÷6)d$ або $D=P/\pi \operatorname{tg} \alpha$
$P, мм$	$(0,75..1,0)D$	$(0,75..1,2)D$	$(0,8..1,0)D$	$P=\pi d \operatorname{tg} \alpha$
$n, об/хв$	200-450	60-700	24-150	-
φ	$\varphi=1-\alpha/D$ або 0,4	0,3-0,6	0,3-0,4	0,15-1,0
$\beta, град.$	0-90	0-90	0-90	0-90
$d, мм$	-	-	-	$D=(0,02÷0,3)L$
P/D	0,75-1,0	0,75-1,2	0,8-1	-
$\lambda, мм$	Мінімум	-	6-7,5	-

де: D – зовнішній діаметр гвинта; P – крок гвинта; n – частота обертання гвинта; L – довжина гвинта між опорами; d – внутрішній діаметр гвинта; φ - коефіцієнт заповнення міжвиткового простору гвинта; α – кут підйому поверхні гвинта; β - кута нахилу гвинтової магістралі; λ - радіальний зазор.

Значна кількість дослідників (Герман Х., Григор'єв А.М., Гевко Б.М., Преображенський П.А., Пилипець М.І., Гевко Р.Б., Рогатинський Р.М., Вітровий А.О., Пік А.І., Лещук Р.Я., Клендій В.М.) займалась розробкою і дослідженням гнучких ГК і їх робочих органів. Так у праці Гевка Б.М. і Рогатинського Р.М. [21]

виведено рівняння геометричних поверхонь гвинтового робочого органу гнучкого ГК і встановлено кінетичні та динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу. У дослідженнях Лещука Р.Я. [83], Вітрового А.О. [18] і Клендія В.М. [67] досліджені конструкції гнучких гвинтів, виконаних у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів, а Піком А.І. [110] розроблені секційно-пружні лопатеві гвинтові робочі органи і приведено методика розрахунку їх напружено-деформованого стану. Пилипцем М.І. [109] розроблені методи розрахунку та проектування і виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів гнучких ГК, а також розв'язана нелінійна задача руху матеріалу по криволінійних трасах. Клендієм М.В. [63] обґрунтовано параметри перевантажувального патрубку ГК. До недоліків гнучких ГК слід віднести низьку надійність і довговічність.

Рогатинським Р.М. [122] встановлено аналітичну залежність для визначення питомих енерговитрат на перевантаженні вантажів ГК:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.7)$$

де N – розрахункова потужність; Q – ваговий розхід; L – довжина траси транспортування; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти тертя вантажу до поверхонь спіралі і жолоба; ω_0 – кутова швидкість центру поперечного потоку матеріалу в жолобі конвеєра в переносному русі; r_0 – насипна густина вантажу; β – кут нахилу гвинтової траси; $\xi(P)$ – дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування.

На основі проведених досліджень Григор'євим А.М. [34] виведено емпіричну залежність для визначення потужності:

$$N = \frac{Q(L\omega' + H)}{367}, \quad (1.8)$$

де Q – продуктивність ГК; H – висота підйому вантажу; ω' – коефіцієнт питомих енерговитрат для зерна $\omega' = 5,5 \dots 5,7$, для солі $\omega' = 6,5 \dots 8,3$.

Для визначення потужності перевантаження вантажів ГК Зенков Р.Л. використовує наступну залежність [57]:

$$N = (N_1 + N_2 + N_3)k_2, \quad (1.9)$$

де N_1 , N_2 - потужність для подолання сил тертя вантажу відповідно по поверхні кожуха і спіралі; N_3 - потужність необхідна на піднімання вантажу; k_2 - приведений коефіцієнт.

Максимальні значення продуктивності жорстких ГК, які різними дослідниками отримано експериментальним шляхом, є наступними:

- для пшениці [34]: $Q = 28$ т/год. (при $D = 150$ мм; $d = 50$ мм; $p = 150$ мм; $n = 670$ об/хв.);

- для технічної солі [27]: $Q = 4,9$ т/год. (при $D = 96$ мм; $d = 40$ мм; $p = 90$ мм; $n = 454$ об/хв.);

- для піску [9]: $Q = 10,8$ т/год. (при $D = 56$ мм; $d = 35$ мм; $p = 67$ мм; $n = 250$ об/хв.).

Основні теоретичні залежності, що пропонують різні автори при проведенні розрахунків при проектуванні горизонтальних і полого нахилених ГК для визначення їх продуктивності та потужності, наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Залежності для визначення продуктивності та потужності гвинтових конвеєрів

Автор		Продуктивність	Джерело
1	2	3	4
1.	А.А.Вайнсон	$Q=47D^3\rho\varphi v c k_p$	[12]
2.	О.О. Омельченко, Б.Д. Ткач	$Q=0,25\pi\varphi v^2(D^2-d^2)$	[94]
3.	Р.Л.Зенков	$Q=48nPrh^2\sqrt{D/h-1}$	[57]
4.	І.В.Кулаковський	$Q=0,9\pi D^2\rho\varphi v c$	[80]
5.	І.Є.Груздєв	$Q=15\rho\varphi\pi D^2 P n$	[36]
6.	В.В.Красніков	$Q=15\pi k_3 c k_n \rho\varphi n(D^2-d^2)P$	[77]
7.	А.М.Григор'єв	$Q=15\pi D^2\rho\varphi P n c$	[34]
8.	В.І Плавінський	$Q=47,1[(D+2\lambda)^2-d^2]P\rho\varphi n c$	[111]

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4
9.	М.П.Александров Ф.К.Іванченко	$Q = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \nu \cdot \varphi \cdot \rho \cdot k_\beta$	[3] [62]
		Потужність	
1.	А.А.Вайнсон	$N = 0,003Q(h_n + k_{on} L) + 0,02k_i g_m L \nu k_e + k_e Q$	[12]
2.	І.В.Кулаковський	$N = (QL/367) / (k_{on} \pm \sin \beta)$	[80]
3.	В.В.Красніков	$N = Q(k_{on} L + h) / 3600 + (DL \cos \beta) / 20$	[77]

де: ρ - насипна густина вантажу; c – коефіцієнт впливу на продуктивність кута нахилу гвинта; $k_p = P/D$ – коефіцієнт кроку спіралі; h – розрахункова висота шару рухомого матеріалу; k_s – коефіцієнт, який враховує вплив конструкції завантажувального пристрою; k_n – коефіцієнт осьової швидкості (для швидкохідних 0,6...0,7; тихохідних 0,8...0,9); ν - осьова швидкість вантажу; λ - радіальний зазор; k_{on} - емпіричний коефіцієнт опору руху вантажу (коефіцієнт питомих енерговитрат); h_n – висота перевантаження; g_m – погонна маса робочого органу; k_e – коефіцієнт, який враховує спосіб вивантаження; k_i – коефіцієнт, що враховує масу рухомого робочого органу конвеєра; k_β - коефіцієнт зниження продуктивності від кута нахилу конвеєра; k_e – коефіцієнт питомих енерговитрат в підшипниках ($k_e = 0,16$ для підшипників ковзання, $k_e = 0,08$ для підшипників кочення); ν_z – усереднена швидкість потоку; L – довжина транспортування.

Аналізуючи наведені залежності в табл. 1.2, можна зробити висновок, що визначення продуктивності і потужності ГК за наведеними формулами суттєво відрізняються між собою. Тому можемо констатувати, що на сьогоднішній день не існує чіткої методики розрахунку продуктивності та потужності функціонування ГК, яка б адекватно відображала процес їх роботи.

Слід відзначити, що часто до конвеєрів без гнучкого тягового органу або ГК відносять обертові транспортувальні труби [3, 57, 62]. Так Іванченко Ф.К. [62, ст. 358] відзначає, що: «Транспортувальні труби за принципом дії аналогічні гвинтовим конвеєрам. Вони застосовуються в основному як технологічне обладнання для випалювання, сушіння й охолодження матеріалів. Транспортувальна труба – це порожнистий циліндр, у середині якого на стінках закріплені гвинтові витки з штабової сталі. Труба встановлена на парних роликах, розміщених по довжині на певній відстані один від одного, і обертається через зубчастий вінець від редуктора привода. Вантаж, який надходить в обертину

трубу з одного кінця, поступово пересипаючись по гвинтовому жолобу, переміщається уздовж труби». Александров М.П. [3, ст. 521] зазначає, що: «Транспортувальні труби, які являються різновидом гвинтових конвеєрів, призначені для транспортування гарячих матеріалів, а також матеріалів, що виділяють шкідливі випари. В транспортувальній трубі по її внутрішніх стінках закріплюється спіраль... Різновидністю конструкцій цього типу являються труби без спіралі, що встановлюються завжди з нахилом донизу за напрямком руху вантажу...». Зенков Р. Л. [57, ст. 205] дає наступний опис транспортувальних труб: «Транспортувальні труби призначені для переміщення насипних вантажів. Їх поділяють на гвинтові та гладкостінні. Гладкостінні труби бувають суцільного і поверхового протікання. У гвинтових і гладкостінних трубах суцільного протікання насипний вантаж протікає суцільним потоком, переміщаючись як монолітне тіло відносно стінок обертальної труби, причому вантаж розподіляється рівномірним шаром по всій довжині труби».

Іванченко Ф. К. [62, ст. 358], Александров М.П. [3, ст. 522] та Зенков Р. Л. [57, ст. 208] пропонують визначати продуктивність транспортувальної труби за формулою призначеною для визначення продуктивності ГК (табл. 1.2 ф-ла 9). Причому в [62] відзначається, що коефіцієнт заповнення для транспортувальних труб слід приймати в межах $\varphi = 0,2 \dots 0,3$.

Загалом можна зробити висновок, що питання проектування прогресивних конструкцій ГК з мінімальними питомими енерговитратами і підвищеною продуктивністю транспортування сипких матеріалів вимагає подальшого розроблення і дослідження. Тому виникають завдання теоретичного обґрунтування конструктивних, технологічних параметрів і енерговитрат нахилених гвинтових конвеєрів із обертовими кожухами, що можуть поєднати властивості ГК і транспортувальних труб.

1.2. Аналіз конструктивних рішень гвинтових конвеєрів і їх робочих органів

ГК використовуються у різних галузях у якості механізмів для переміщення і змішування штучних, кускових, сипких, порошкоподібних, в'язкопластичних і рідких вантажів, у якості дозаторів, сепараторів, пресувальників, подрібнювачів тощо. Робочими органами ГК є гвинтові спіралі й транспортні труби, які призначені для переміщення вантажів в горизонтальному, похилому чи вертикальному напрямках і часто додатковим виконанням над ними зазначених вище технологічних операцій. Проте найчастіше ГК є складовою комплексної механізації й автоматизації виробництв і використовуються у якості однієї із ланок складної транспортної чи технологічної системи, а також у сфері механізації навантажувально-розвантажувальних робіт у сільськогосподарському виробництві у якості робочих органів чи окремих елементів машин, або як самостійні механізми. Також часто вони використовуються в дорожньому машинобудуванні (у шнеково-роторних снігоочисниках, підмітально-прибиральних машинах, тощо), у хімічній галузі при виготовленні, перевантаженні і фасуванні мінеральних добрив та хімічних реагентів, у харчовій і переробній промисловості при перевантаженні, фасуванні та пакуванні харчових продуктів.

Аналізуючи літературні джерела, можна зробити висновок, що ГК поділяють: за напрямком транспортування вантажів на горизонтальні (рис. 1.1 і рис. 1.2), похилі (полого і круто нахилені) (рис. 1.2) та вертикальні (рис. 1.3); за числом спіралей на одно-, дво-, три- чи багато західні; за наявністю опор: з проміжними опорами і без них; за напрямком навівання - з правим, лівим і в обох напрямках навівання (стрічкові для змішування); за формою спіралі на суцільні, стрічкові, гофровані, фасонні та лопатеві. У вертикальних ГК рух транспортованого матеріалу проходить за рахунок сил тертя між вантажем і кожухом, що виникають під дією відцентрової сили, і часто для живлення та підпору переміщуваного матеріалу внизу встановлюють гвинтовий горизонтальний конвеєр (рис. 1.3.а і рис. 1.3.б).

На рис. 1.1 представлено конструктивну схему, а на рис. 1.2 загальний вигляд горизонтальних ГК.

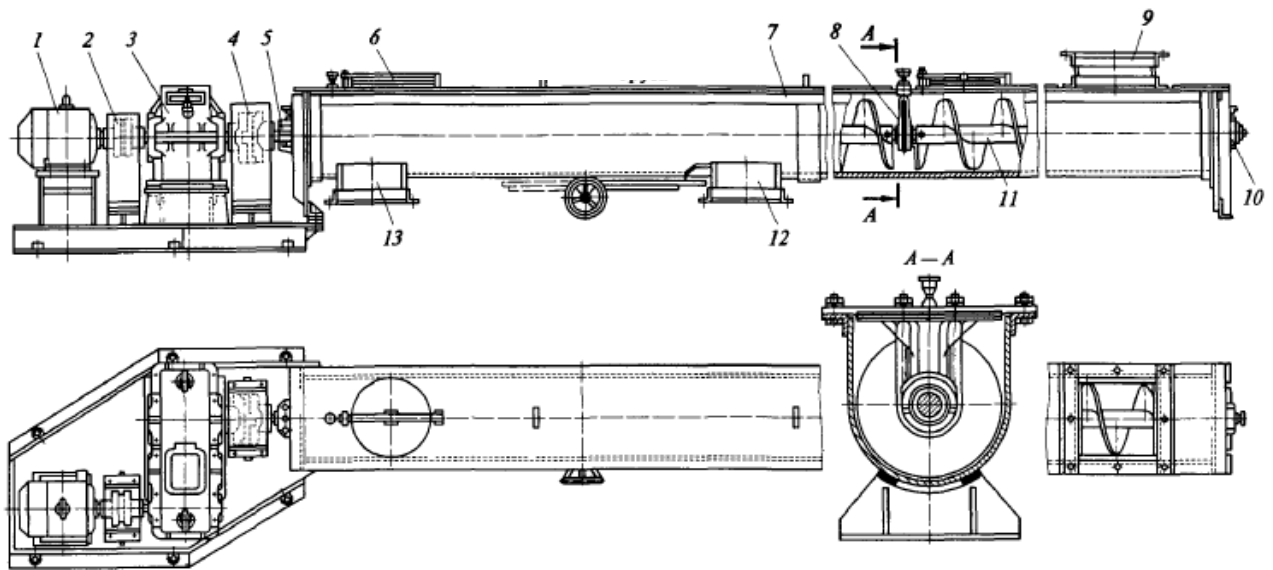


Рис. 1.1. Конструктивна схема горизонтального ГК: 1 - електродвигун; 2, 4 - муфти; 3 - редуктор; 5, 8, 10 - опори; 6 - оглядовий люк; 7 - кожух; 9, 12, 13 - завантажувальний, проміжний та розвантажувальний патрубків, 11 - гвинт



а)

б)

в)

Рис. 1.2. Загальний вигляд горизонтальних ГК: а) ТОВ «Технік» (Україна); б) ПАТ «Конвеєр» (Україна); в) ООО «Компания Механик» (Росія)

Горизонтальні ГК виробляються, як правило, стаціонарними і широко використовуються у всіх галузях економіки для транспортування металевої стружки, кускових, сипких, порошкоподібних, в'язкопластичних і рідких вантажів. Часто ці конвеєри оснащені у верхній частині покривкою, яка легко відкривається для очистки кожуха конвеєра чи прошовування матеріалу, який викликає його заклинювання.

На рис. 1.3 представлено конструктивні схеми нахилених та вертикальних ГК, а на рис. 1.4 і рис. 1.5 відповідно їх загальний вигляд.

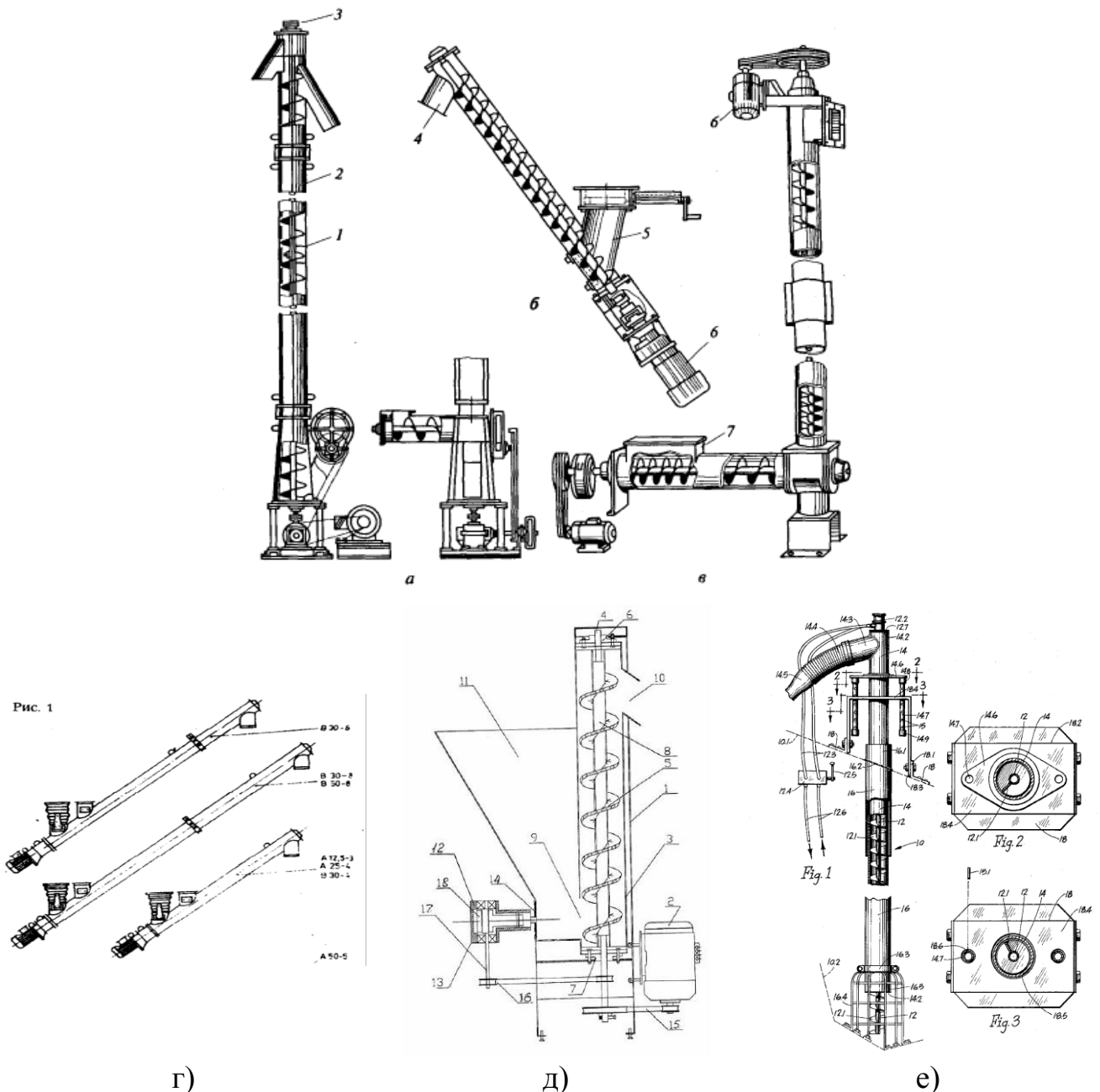


Рис. 1.3. Конструктивні схеми ГК: а, в, д, е) вертикальні; г, б) нахилені; 1 - гвинт; 2 - кожух; 3 - опора; 4, 5 - відповідно розвантажувальний і завантажувальний патрубки; 6 - привід; 7 - гвинтовий живильник

Вертикальні ГК можуть застосовуватись для транспортування вантажів висотою до 10 м, а інколи і до 20 м [62]. Вони, як і нахилені, досить часто виготовляються переносними та пересувними. Зокрема на рис. 1.3.г представлено конструктивну схему переносних конвеєрів загального призначення ТГЛ 22146 (Німеччина) для транспортування сипких вантажів. Для забезпечення підвищення коефіцієнта заповнення і, відповідно, продуктивності, розроблено схему (рис. 1.3.д) вертикального ГК з різнонаправленими витками в зоні завантаження

(пат. UA 7934). З метою контролювання режимів роботи ГК та поступового навантаження шнека розроблено конструкцію ГК з кожухом (рис. 1.3.е), що має можливість осевого переміщення (пат. USA 4,443,149).



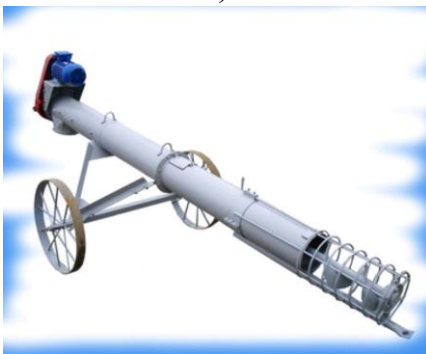
а)



б)



в)



г)



д)

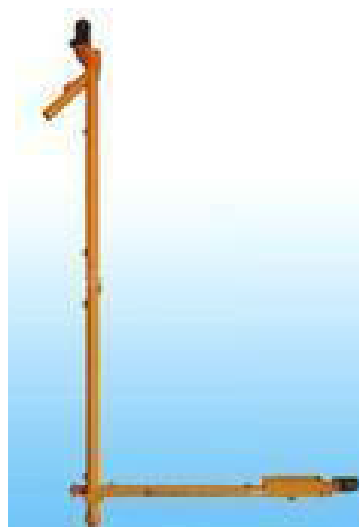


е)

Рис. 1.4. Нахилені ГК: а) ПАТ «Завод елеваторного обладнання» (Україна); б) ЕТ «КИСИ-Іван Маринов» (Болгарія); в) ООО «Флона» (Білорусія); г) ООО «Промстройкомплект» (Росія); д) ТОВ «ЕКВІПТЕХ» (Україна); е) ТОВ «Технік» (Україна)



а)



б)



в)

Рис. 1.5. Вертикальні гвинтові конвейери: а) ТОВ «Технік» (Україна); б) Hebei Ji Ao Machinery (Китай); в) Precision Products (Індія)

Для транспортування поштучних виробів і сипких вантажів використовують транспортні труби (рис. 1.6). Вони бувають двох типів: гвинтові і гладкостінні. Гвинтові транспортні труби (рис. 1.6 а, рис. 1.6.в) можуть встановлюватись горизонтально або з невеликим нахилом в різні сторони відносно горизонталі, а гладкостінні встановлюються завжди з певним нахилом донизу за напрямком руху вантажу, бо інакше процес транспортування не зможе протікати.

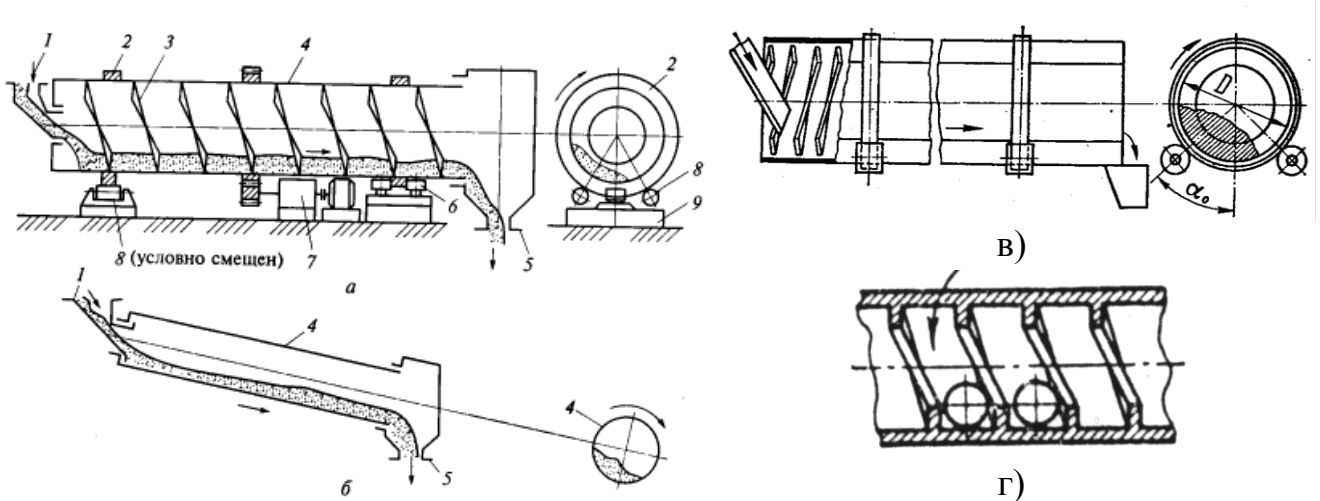


Рис. 1.6. Транспортні труби для переміщення: а, б, в) сипких вантажів; г) штучних вантажів: 1, 5 - відповідно завантажувальний та розвантажувальний пристрій; 2 - бандаж; 3 - лопать; 4 - труба; 6 - ролики; 7 - привод; 8 - опорний ролик; 9 - рама

Полого нахилені ГК використовуються як перевантажувальні засоби при завантаженні та розвантаженні вагонів чи вантажного автотранспорту. В цьому випадку ГК є мобільними конструкціями, які можуть володіти засобами перетворення енергії для приведення в рух гвинтової спіралі чи агрегуватись для цієї мети з транспортними чи іншими засобами (рис. 1.7).

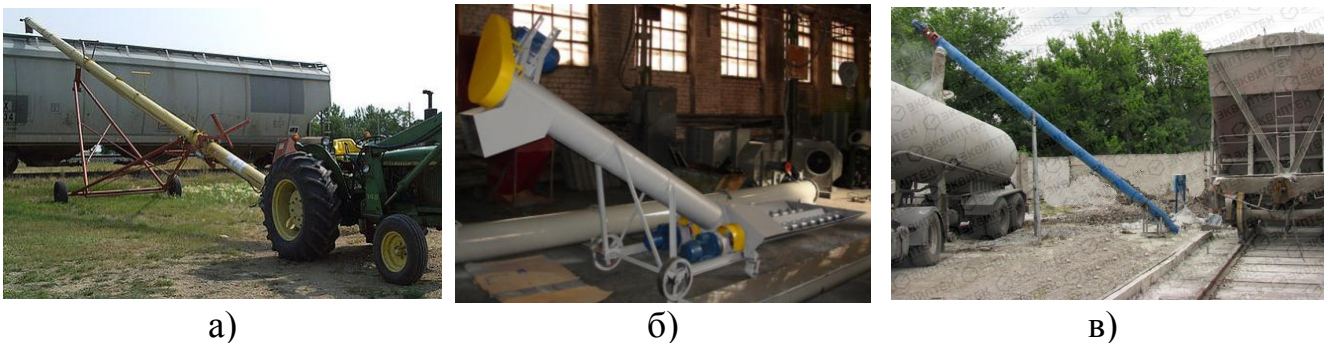


Рис 1.7. Гвинтові перевантажувачі вагонів (хоппери): а) з приводом від трактора John Deere (Canada); б, в) У9-РХ-61 ПАТ «ЕКВІПТЕХ» (Україна)

Для підбору сипких вантажів з площадок з метою подальшого перевантаження розроблена ціла гамма перевантажувальних засобів з різними типами конвеєрів (стрічкових, гвинтових, пластинчатих, елеваторного типу), підбирачами яких виступають саме ГК. На рис. 1.8 представлена ціла гамма перевантажувальних засобів даного типу, які виробляються ТОВ «Гарант-Агро», (м. Кривий Ріг, <http://garantagro.com>).



Рис 1.8. Шнекові підбирачі-завантажувачі ТОВ «Гарант-Агро» (Україна)

Найширше застосування ГК і шнеки різних типів знайшли в конструкціях сільськогосподарських машин у зернових, картоплезбиральних, бурякозбиральних та інших видів комбайнах, машинах для внесення добрив, протруювачах насіння, сортувальниках, очисниках, дробарках, змішувачах, механізмах для транспортування і роздачі кормів для тварин і птиці, агрегатах для завантаження сівалок, бункерах-перевантажувачах тощо [6, 13, 21, 57, 58, 74, 87].

Коротко проаналізуємо різні види сільськогосподарської техніки (рис. 1.9) оснащеної ГК. У вітчизняних та зарубіжних завантажувачах сівалок шнек розташовується позаду причепа у найнижчій точці. Вітчизняні завантажувачі сівалок ЗС-30М (для комплектації автомобілів ГАЗ-САЗ-3507) та ЗС-30М-1 (для комплектації автомобілів ЗІЛ-ММЗ-554М), які оснащені вивантажувальним шнеком ГПР-Ф-160, монтуються на задній частині автомобіля-самоскида під дном кузова. При завантаженні в сівалки зерна для його подачі в шнек відкривають шиберну заслінку і починають повільно піднімати платформу причепа, що дозволяє зерну самопливом надходити у завантажувальну горловину конвеєра, а далі в бункери сівалки (рис. 1.9.а). У зарубіжних аналогах завантажувачі виконані

бункерного типу і при розташуванні шнека у найнижчій точці і при відкритті шибєрної заслінки зерно самопливом надходить у завантажувальну горловину конвеєра. У бункерах-перевантажувачах шнек розташовується попереду причепа у найнижчій точці (рис. 1.9.б), а процес перевантаження проходить аналогічно. При цьому для зменшення габаритів при перевезенні ГК у цій техніці виконуються складним, що досить ускладнює конструкції, а в зернозбиральних комбайнах (рис. 1.9.в) відкидним.



а)



б)



в)

Рис. 1.9. Сільськогосподарська техніка оснащена ГК: а) завантажувачі сівалок ЗС-30М (ПрАТ «Уманьферммаш», Україна) та TSI (Stara, Бразилія); б) бункери-перевантажувачі БП 25/31 (ООО «Лилиани», Росія); та БНП-40 (СП «EGRITECH», Україна-Британія); в) зернозбиральні комбайни CASE 8120 AXIAL FLOW та New Holland CR10.90

Широка сфера використання гвинтових транспортно-технологічних механізмів зумовила різноманітність конструктивного виконання гвинтових робочих органів, а тому гвинтові спіралі шнеків можна поділити на такі типи: спіральні; широкополосні; гофровані шнеки; ребристі труби з фасонними витками; пружинні; стрічкові; конічні; лопатеві; нахилені; комбіновані довгомірні (секційні); фасонні (з отворами, вирізами чи ножами для подрібнення чи розкидання); зі змінним кроком. Як правило спіралі шнеків виготовляють із різних марок сталей, проте в останні роки для зменшення травмуванням транспортованих матеріалів, виконання технологічних процесів в агресивних середовищах, з метою здешевлення і легкістю шнека набули поширення в конструкціях різних машин і механізмів спіралі з полімерних матеріалів, кераміки та гуми. Виробниками гвинтових робочих органів різної конфігурації, спіралей шнеків та ребристих труб з фасонними витками є багато фірм у різних країнах, зокрема в Україні: ТЗОВ «ТЕХЕКО», ПАТ «Приладобудівник», ПАТ «Хорольський механічний завод», ТОВ «Лисичанський машинобудівний завод», ПАТ «Коростенський машинобудівний завод», ПрАТ «Могилів-Подільський машинобудівний завод», ТДВ «Славутський ремонтно-механічний завод», ТОВ «Термал», ПАТ «Техінмаш», ТДЕК «Західенерго», ТОВ «Рікас-Транспортер», ТОВ «ТПК Геомаш Україна», СМП «Сателіт», ПАТ «Ніжинський механічний завод», ТОВ «Куп'янське механоскладальне підприємство», ТОВ «МД-Техно», «Хмельницький завод по випуску термопластавтоматів», ПАТ «Малінський дослідно-експериментальний ливарно-механічний», ТОВ «ЕКВІПТЕХ», ТОВ «Технік», ТОВ «Рікас-Транспортер», ПрАТ «Уманьферммаш», СП «EGRITECH», ТОВ «Гарант-Агро», ПрАТ «Конвеєр», ПАТ «Завод елеваторного обладнання», ПАТ «Ковельсільмаш»; у США: «Industrial Screw Conveyors, Inc.», «Tulsa fin tubes», «Falcon Industries, Inc.», «Reinke & Schomann», «Austin Mac, Inc», «Energy Transfer MDE», «McElroy»; у КНР: «Jiangsu Fin Tube Co., Ltd», «Zhenjiang huachen h road mach», «Shanghai Xinjun Heat Exchange Element Co. Ltd», «China Harbin Dawn Happy Heat Pipe Technology Co., Ltd», «Hebei Ji Ao Machinery»; у ФРН: «Aschauer GmbH Antriebs u. Fördertechnik», «Bauer Schneckenflügel», «Bauer



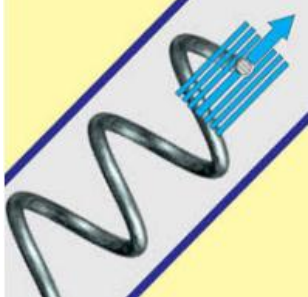


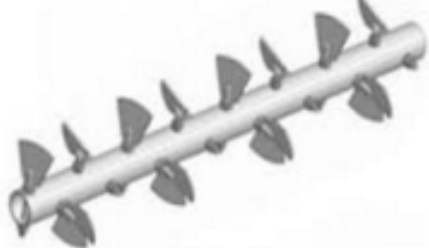
Maschinen GmbH», «Trough Screw Conveyor», «GEA»; у Франції: «Joyeau Vis D'archimede», «Spiro Gilles», «Ingénieur ESTP»; в Італії: «Martial», «Colombo Pietro»; в Індії: «Heft Engineers PVT Ltd», «Fin Tube India», «Thermotech industries pvt. LTD», «Concept Engineering International», «Canco fasteners», «Precision Products»; у Росії: НПО «ЦНИИТМАШ», ООО «МеталлЭкспортПром» (Росія), ООО «Лилиани» та багато інших. Основні типи гвинтових робочих органів та їх функціональне призначення представлено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

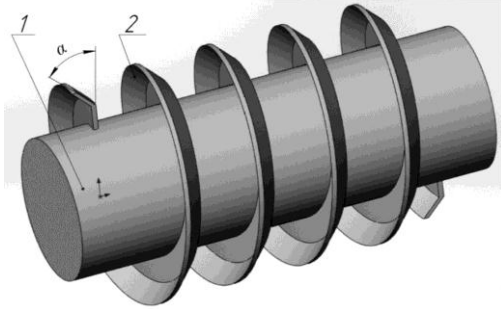
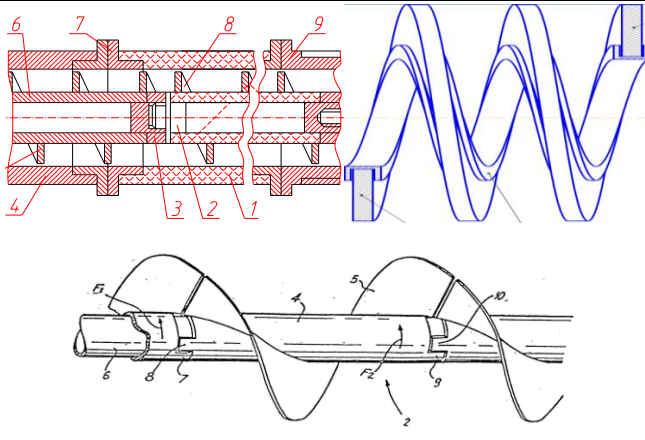

Основні типи гвинтових робочих органів та їх функціональне призначення

Тип гвинтового робочого органу	Конструктивне виконання та загальний вигляд	Функціональне призначення
1	2	3
Спіральний (з валом, безвальний, посилений)		Транспортування, змішування, пресування, сортування, калібрування, зведення, очищення, екструдкування, гвинтові палі та анкери, гвинтові бури, шнекові фрези снігоочисників, ротори гвинтових компресорів
Широкопо- лосний		Забезпечення підвищеної продуктивності транспортування

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
Гофрований		Змішування, теплообмінники, машини для борботації вільних абразивів, подрібнення, зволоження
Фасонний (з отворами, вирізами чи ножами)		Подрібнення, розкидання
Пружинний		Транспортування, змішування
Стрічковий		Змішування
Конічний		Змішування, пресування
Лопатевий		Змішування

Продовження таблиці 1.3

1	2	3
Нахилений		Транспортування, мінімізація травмування
Секційний		Створення значної довжини транспортування
Зі змінним кроком		Пресування, подрібнення

Проаналізувавши конструктивні рішення ГК і їх робочих органів, можна зробити висновок, що в цілому відомі технічні рішення задовольняють потреби різних галузей економіки при виконання перевантажувальних та інших супутніх операцій, проте існує значне поле діяльності для проведення подальших досліджень пов'язаних з підвищенням продуктивності та зменшенні енерговитрат процесу транспортування вантажів ГК.

1.3. Аналіз результатів досліджень кінематики сипкого матеріалу у гвинтових конвеєрах

Проаналізувавши наукові праці, які стосуються дослідження руху сипкого матеріалу у патрубках ГК та взаємодії їх із гвинтовими спіралями шнеків можна зробити висновок, що спрощені розрахункові залежності не враховують особливостей гвинтових поверхонь, що призводить до суттєвих похибок при проектуванні ГК, а використання складних реологічних моделей не завжди є раціональним, бо таке уточнення залежностей дає несуттєве уточнення порівняно із ускладненням розрахункових задач при проектуванні. Загалом усі наведені залежності для ГК базуються на використанні основного кінематичного рівняння швидкості транспортування вантажів цими конвеєрами [34]:

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_g)}{2\pi}, \quad (1.10)$$

де ω_g - кутова швидкість вантажу (для тихохідних конвеєрів $\omega_g = 2,5...18$ рад/с).

Проаналізовані теоретичні реологічні моделі сипкого вантажу не відзначаються достатньою точністю для опису складного процесу транспортування у ГК. Так у тихохідних ГК, в яких при осьовому переміщенні сипкого вантажу відбувається безперервне його перемішування, використання розроблених залежностей призводить до значно більших похибок, ніж використання залежностей з експериментальними коефіцієнтами. В проміжку між тихохідним і швидкохідним режимами роботи ГК (діапазон кутових швидкостей $\omega = 15...40$ рад/с) спостерігається проміжна зона нестабільного транспортування з можливими автоколивними процесами [111]. В цьому режимі роботи горизонтальне транспортування сипкого вантажу проходить із значним його перемішуванням, а транспортування під певним кутом нахилу (від 30° до 70°) при значному заповненні конвеєра (ϕ більше 0.6) взагалі стає неможливим [34]. Швидкохідні і вертикальні ГК конвеєри забезпечують більш стабільну подачу сипкого вантажу, але їх розрахунок відрізняється тим, що параметри транспортування залежать і від властивостей вантажу, і від експлуатаційних

параметрів процесу (кутової швидкості, кута нахилу ГК тощо), які пов'язані між собою кореляційними зв'язками.

Визначення осьової швидкості вантажу в ГК залежно від кутової швидкості шнека є складною задачею, яка зводиться до встановлення кінематики процесу, і, зокрема, визначення осьової складової швидкості потоку вантажу на основі диференціальних рівнянь руху. Так Григор'євим А.М. [34] на основі вирішення диференціальних рівнянь руху матеріалу рекомендовано залежність для приблизного знаходження кутової швидкості обертання шнека і кута нахилу гвинтової магістралі β :

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \left[\frac{\sin \gamma}{\mu_2 \cos \beta ((\pi - k_T \mu_1) / (\pi + k_T \mu_1) - \operatorname{tg} \beta)} \right] \cdot \left(1 + \frac{\pi \cdot \operatorname{tg} \beta}{k_T} \right)^2, \quad (1.11)$$

де μ_1 і μ_2 - відповідно коефіцієнти тертя ковзання вантажу по поверхні спіралі та патрубку; $k_T = T/D$ - коефіцієнт кроку ГК; $r = D/2$ - розрахунковий радіус.

Рівняння (1.11) отримане при розв'язку диференціального рівняння руху сипкого вантажу в ГК [34] з допущенням, що кутове прискорення частинки рівне нулю, що для швидкохідних ГК вносить значні похибки.

Аналогічну залежність приводить Зенков Р.Л. [57], проте недоліком вказаного методу є використання числових методів для розв'язку рівняння, що є трудомістким і виключає постановку оптимізаційних задач. Тому виведення ітераційних залежностей для визначення кінематичних параметрів процесу транспортування сипких вантажів ГК з можливістю побудови універсальних алгоритмів та програм для ЕОМ є актуальним.

Залежність визначення середньої осьової швидкості переміщення вантажу в ГК також запропонована Куциним Л.М. [82]:

$$v_z = \frac{\int_{\Omega} v_p \, d\Omega}{\int_{\Omega} d\Omega}, \quad (1.12)$$

де $d\Omega$ - елементарна кільцева площадка поперечного січення площею Ω ;
 v_p - осьова швидкість вантажу в площадці $d\Omega$ з радіальним параметром ρ :

$$v_p = \frac{Tn(\rho^2 - m\rho)}{60(t^2 + \rho^2)}, \quad (1.13)$$

де $m = \operatorname{tg} \varphi_2$, φ_2 - кут між нормаллю до гвинтової поверхні і вектором абсолютної швидкості тіла параметром ρ ; $t = T/2\pi$.

До недоліків даного рівняння (1.13) слід віднести те, що воно не враховує реологічних характеристик вантажів і взаємодії кільцевих шарів між собою. Також можна відмітити, що аналогічні недоліки властиві і методу розрахунку ГК з використання пасивних зон.

Наукові пошуки багатьох дослідників (Григор'єва А.М. [34], Куцина Л.М. [82], Гевка Б.М. [21, 89], Рогатинського Р.М. [89, 122], Штукова М.К. [144]) забезпечили детальний аналіз кінематику руху частинки у вертикальних ГК, але в швидкохідних полого нахилених шнеках цей рух розглядається із допущеннями, які вносять значні похибки. Загалом через складність процесів, які протікають при транспортуванні сипких вантажів у ГК, використання складних моделей їх опису є складним і часто недоцільним, тому часто користуються простими моделями опису процесів переміщення вантажів, такими як модель у вигляді матеріальної частинки з приведеними параметрами, модель, що враховує силу дії верхніх частинок, модель шару змінної товщини тощо [34, 119].

Необхідно відзначити, що важливим для розрахунку руху сипкого середовища в безвідривному режимі транспортування є твердження, що вантаж рухається як одне ціле, якщо коефіцієнт тертя матеріалу μ до поверхні шнека відповідає умові [119]:

$$\mu < \mu_{zp} = f + k / (h\rho_1 (\eta + g \cos \alpha_g)), \quad (1.14)$$

де μ_{zp} - граничний коефіцієнт тертя матеріалу до поверхні спіралі шнека; k - сила зчеплення зерен сипкого вантажу; η - прискорення транспортуючої поверхні в

нормальному напрямку; α_g - кут нахилу цієї поверхні до горизонту; f - коефіцієнт внутрішнього тертя сипкого вантажу; h - товщина шару сипкого вантажу; ρ_1 - щільність сипкого вантажу.

У відомих моделях транспортування сипких вантажів ГК розглядається рух матеріальної частинки із приведенням відповідних параметрів до руху потоку. При цьому моделювання розподілу напружень в сипкому вантажі стосується, в основному, його статичного стану, і для значних швидкостей переміщення ці моделі практично є відсутніми. Лише в роботі Рогатинської О.Р. [119] встановлено закономірності транспортування швидкохідними ГК. В праці [119] аналіз специфіки переміщення виділеного елемента сипкого вантажу проводиться на основі розв'язку диференціальних рівнянь руху, виведених для випадку переміщення ланцюгово-зв'язних частинок за умови їх ковзання по поверхнях кожуха та шнекової спіралі за залежністю:

$$\ddot{\theta}_i + \frac{\Delta F_i}{m_i \sqrt{\rho^2 + c^2}} + \mu_2 \left(\dot{\theta}_i^2 - \frac{F_i \Delta \theta_i}{m_i \sqrt{\rho^2 + c^2}} \right) \frac{\cos \alpha \cos(\alpha + \varphi_1 + \beta_i(\dot{\theta}))}{\cos \varphi_1} =$$

$$= \frac{g \left[\mu_2 \sin \theta \cos \gamma \cos(\alpha + \varphi_1 + \beta_i(\dot{\theta})) + \cos \theta \cos \gamma \cos(\alpha + \varphi_1) + \sin \gamma \sin(\alpha + \varphi_1) \right]}{\sqrt{\rho^2 + c^2} \cos \varphi_1}, \quad (1.15)$$

де θ , $\dot{\theta}$, $\ddot{\theta}$ - відповідно кутові координата, швидкість та прискорення частинки в системі координат $O\rho\theta z$; $\Delta F_i = F_{i,i+1} - F_{i,i-1}$ - різниця взаємодії i -ої частинки з наступною та попередньою частинками; $F_i = (F_{i,i+1} + F_{i,i-1})/2$ - середня сила розтягу (стиску), що діє на частинку з боку інших ланок; ρ - радіальний параметр частинки, $\rho = D/2$; c - параметр кроку спіралі, $c = T/2\pi$; $\Delta \theta_i$ - кут між сусідніми частинками; α - кут підйому гвинтової поверхні спіралі; $\varphi_1 = \arctg \mu_1$ - кут тертя; μ_1 , μ_2 - коефіцієнти тертя ковзання вантажу по поверхнях спіралі та кожуха відповідно; $\beta_i(\dot{\theta}) = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha (\omega - \dot{\theta}(t)) \right]$ - кут підйому гвинтової траєкторії транспортування; ω - кутова швидкість спіралі; γ - кут нахилу ГК до горизонту.

У відповідності з [19, 119] встановлено, що під час пуску завантаженого ГК момент зрушення вантажу суттєво перевищує момент усталеного транспортування, а взаємодія гвинтової поверхні із вантажем має ударний характер. Встановлено, що зміну в часі сили ударного навантаження можна апроксимувати функцією, аналогічною бета-функції, в якій фіксованими параметрами розподілу є максимальна сила ударної взаємодії F_{\max} , що сприймає робочий орган та асиметрія удару τ , що визначається відношенням часу t_{\max} досягнення максимуму ударної сили до всього часу контакту t_1 :

$$f(t) = F_{\max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_1} \right)^\varepsilon \left(\frac{t_1 - t}{t_1(1 - \tau)} \right)^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (1.16)$$

де t_1 - час, за який вантаж набуде зрушення; $t_1 = k_\delta \delta_T / v_1 = 2\pi k_\delta \delta_T / \omega T$, k_δ - коефіцієнт, що враховує умови захоплення вантажу гвинтом, δ_T - величина осьового переміщення для ущільнення матеріалу, v_1 - швидкість збігу гвинта.

Максимальна сила ударного навантаження для надання зрушеній масі m швидкості v визначається з залежності [119]:

$$F_{\max} = \frac{mv}{k_1 t_1} = \frac{m\omega^2 DT \sin \alpha}{4\pi k_\delta k_1 \delta_T} = K_F \rho_{II} \omega^2 L D^3, \quad (1.17)$$

де $k_1 = k_1(\varepsilon)$ - коефіцієнт форми кривої; K_F - комплексний безрозмірний коефіцієнт, що враховує коефіцієнт заповнення, умови транспортування тощо, $K_F = 0,3 - 0,5$; L - довжина заповненого сипким вантажем ГК.

В дисертаційному дослідженні [119] встановлено коефіцієнт динамічності ударного навантаження: $k_d = N_1 \left[1 + (1 + k_2 \mu_2) F_{\max} / N_1 \right]$, де N_1 - нормальна сила, що діє на шнекову спіраль при усталеному транспортуванні; k_2 - коефіцієнт, який враховує боковий тиск сипкого вантажу.

1.4. Аналіз конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами

Дослідженням і проектуванням конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами (ГКОК) приділено порівняно невелику кількість праць. Найбільший вклад у розвиток цього напрямку конструкцій гвинтових конвеєрів зробили Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Грудовий Р.С., Рогатинська Л.Р., Вар'ян А.Р., Адігамов К.А. та інші. Встановлено, що доцільним є проектування ГК з обертовим циліндричним кожухом для мінімізації енерговитрат при пуску завантаженого конвеєра.

Для дослідження ГКОК розроблено конвеєр, який показано на рис. 1.10 [98]. Його виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлено механізм регулювання кута нахилу конвеєра 2 відомої конструкції, який є у взаємодії з корпусом 3, до якого зверху жорстко закріплена підставка у вигляді циліндричної труби 4. Всередині циліндричної труби 4 на підшипниках з двох кінців встановлено прозорий циліндричний кожух 5 з можливістю обертового руху, який дає змогу досліджувати ті процеси, які відбуваються в ньому при провертанні в ньому гвинтового робочого органу 6 з сипким матеріалом 7. По середині довжини прозорого циліндричного кожуха 5 жорстко встановлена шестерня 8, яка є у взаємодії з приводною шестернею 9 кожуха 5, яка жорстко встановлена на приводному валу електродвигуна 10 приводу циліндричного кожуха 5. Електродвигун 10 встановлено збоку від циліндричної труби 4 з можливістю провертання циліндричного прозорого кожуха 5. Зверху циліндричної труби виконано наглядове вікно 11 по її довжині з можливістю огляду характеру роботи гвинтового транспортера з обертовим циліндричним прозорим кожухом 5.

Привід гвинтового робочого органу 6 здійснюється від електродвигуна 12, через запобіжну муфту 13. Крім цього електродвигуни 10 і 12 під'єднані через перетворювач частоти 14 з персональним комп'ютером 15. Керування роботою стенда здійснюється з пульта керування 16.

Для завантаження конвеєра використовують бункер 17 з заслінкою, а вивантаження здійснюється патрубком 18 у ємність 19. Зовнішні обертові деталі стенда закриті кожухом 20 відомої конструкції.

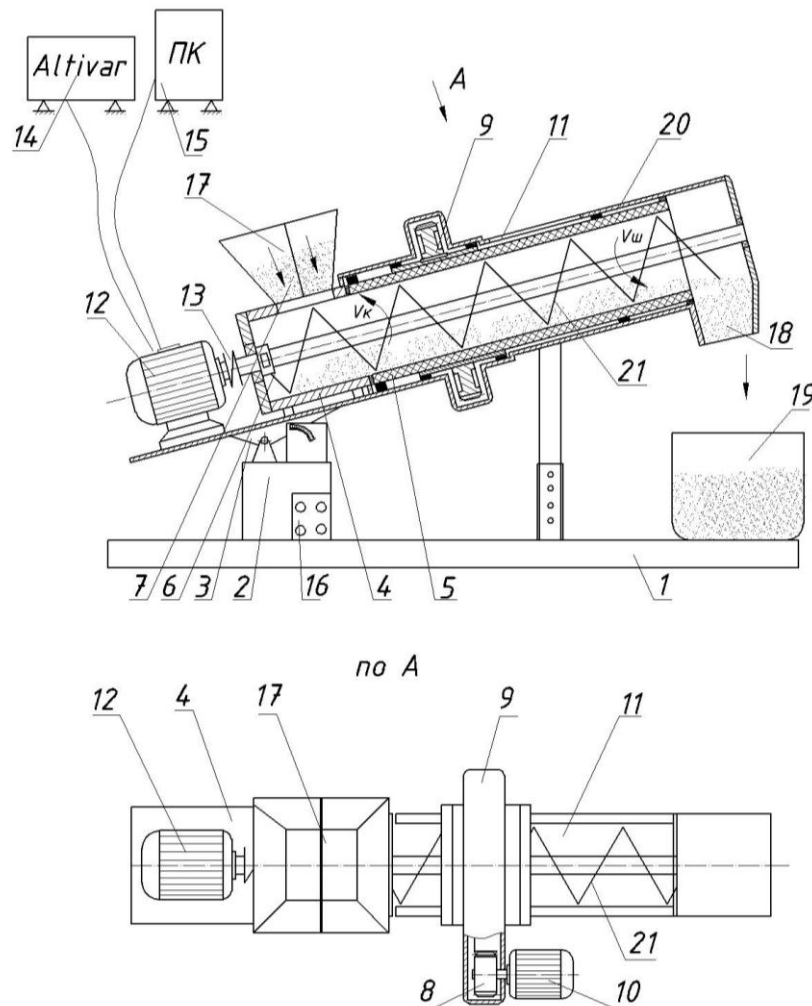


Рис. 1.10. Стенд для дослідження гвинтових транспортерів з обертовим кожухом

Робота стенда здійснюється наступним чином. Дослідний елемент ГКОК встановлюють в циліндричну трубу 4 і під'єднують до приводів 10 і 12, перетворювача частоти 14 і персонального комп'ютера 15. Запускають програмне забезпечення в персональному комп'ютері для управління процесом і подають сигнали на приводи і завантажування конвеєра з бункера 17 сипким матеріалом в певних дозах. В процесі транспортування, або змішування дані про величину навантаження, продуктивність, швидкість обертання робочого органу і обертового кожуха та інші фіксується у персональному комп'ютері.

До переваг стенда відноситься розширення технологічних можливостей і зменшення зусилля транспортування сипких матеріалів при пуску завантажувального кожуха, а також можливість проведення досліджень в автоматизованому режимі.

Гвинтовий конвеєр з обертовим кожухом (рис. 1.11) [46] виконано у вигляді рами 1, на якій жорстко встановлено механізм регулювання кута нахилу конвеєра 2 відомої конструкції, що є у взаємодії з основою 3 конвеєра. Основа 3 виконана у вигляді плити, зверху якої жорстко встановлена плита 4, до якої жорстко закріплено нерухомий циліндричний кожух 5, у верхній частині якого з двох кінців жорстко встановлені підшипники 6, в які встановлено обертовий циліндричний кожух 7 з можливістю обертового руху.

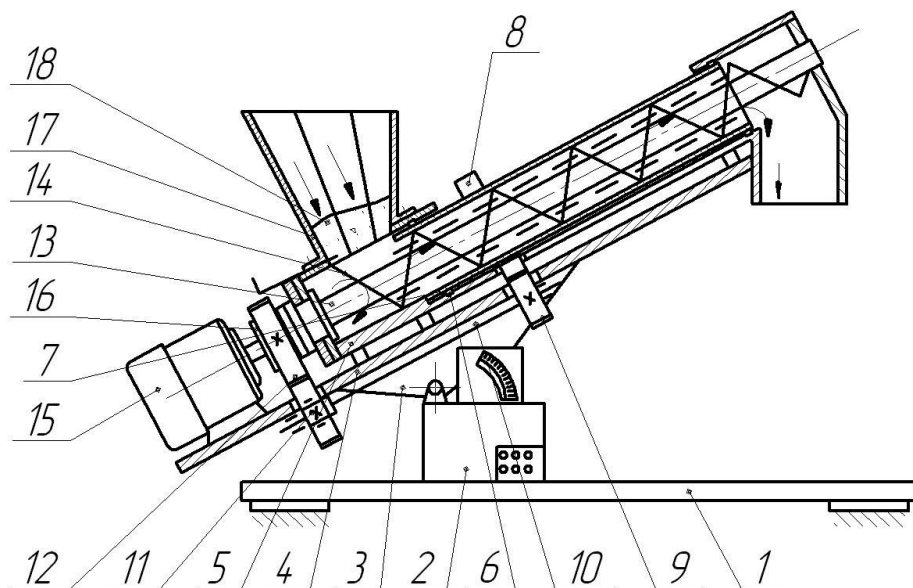


Рис. 1.11. Гвинтовий конвеєр з обертовим циліндричним кожухом

Знизу обертового циліндричного кожуха 7 на зовнішньому діаметрі жорстко встановлено шестерню 8, яка є у взаємодії з приводною шестернею 9, яка жорстко закріплена на приводному валу 10. На другому кінці цього вала 10 жорстко закріплена шестерня 11, яка є у взаємодії з шестернею 12, яка жорстко закріплена на валу 13 гвинтового робочого органу 14. Причому приводний вал 10 обертового циліндричного кожуха 7 жорстко встановлено на підшипниках, які жорстко закріплені з нижньої сторони опорної плити 4 циліндричного кожуха 5. Привід конвеєра здійснюється від електродвигуна 15 через запобіжну муфту 16. Для завантаження конвеєра використовують бункер 17 з заслінкою.

Під час виконання транспортування сипкий матеріал 18 засипають у бункер 17, включають конвеєр, відкривають заслінку і здійснюється транспортування матеріалу. У випадках коли транспортер зупиняється, сипкий матеріал знаходиться у циліндричному кожусі. Якщо при наступному пуску транспортера крутний момент пуску транспортера перевищує допустимий крутний момент електродвигуна 15, спрацьовує запобіжна муфта 16, яка передає обертовий рух від вала 13 через шестерні 12, 11, 9, 8 на обертовий циліндричний кожух 7 із сипким матеріалом, що призводить до зменшення сил внутрішнього тертя сипкого матеріалу і, як наслідок, до зменшення крутного моменту пуску конвеєра. Коли крутний момент пуску ГКОК досягає значення нижчого ніж допустимий крутний момент електродвигуна 15, запобіжна муфта 16 одночасно вимикає передачу крутного моменту на шестерні 12, 11, 9, 8 та обертовий циліндричний кожух 7 та вмикає передачу крутного моменту на вал 13 із гвинтовим робочим органом 14.

До переваг транспортера відноситься зниження моменту пуску транспортера завантаженого сипким матеріалом. Також для даного ГКОК визначено мінімальну частоту обертання циліндричного кожуха 7, при якій частинка вантажу, що лежить на поверхні кожуха і гвинтового робочого органу, починає рух після спрацьовування запобіжної муфти і зупинки гвинтового робочого органу за розрахунковою схемою на рис. 1.12. [46]:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \left(\sin \gamma \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{T}{2\pi R} + \operatorname{arctg} f_1 \right) \left(1 + \frac{1}{f_2} \right) + \cos \gamma \right)}{R_1}}, \quad (1.18)$$

де T – крок витків гвинтового робочого органу по зовнішньому радіусу, γ – кут нахилу осі гвинтового робочого органу до горизонталі, рад; g - прискорення вільного падіння, м/с²; R_1 - радіус внутрішньої поверхні кожуха; f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха; R - зовнішній радіус шнека.

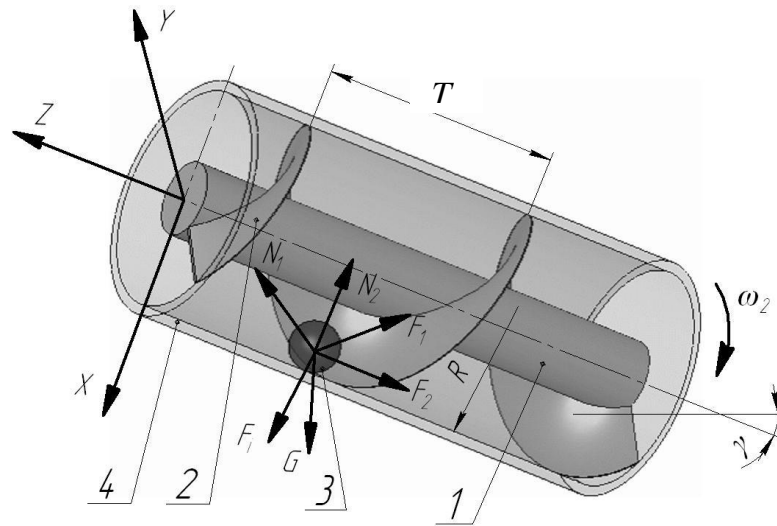


Рис. 1.12. Розрахункова схема для визначення мінімальної частоти обертання циліндричного кожуха гвинтового конвеєра: 1 - вал; 2 – гвинтовий робочий орган; 3 – частинка матеріалу; 4 – обертовий циліндричний кожух

Гвинтовий конвеєр з транспортуючим кожухом (рис. 1.13) [99] виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено гвинт 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового провертання. У верхній нерухомій частині 4 циліндричного кожуха 3 закріплено двигун 5, який жорстко з'єднано з валом 1, та розташовується вивантажувальний патрубок 6. Нерухома частина 4 циліндричного кожуха 3 з'єднана з його рухомою частиною 7 через підшипниковий вузол 8 відомим способом. У внутрішній рухомій частині циліндричного кожуха 7 закріплено спіраль 9 протилежного напрямку навивки по відношенню до гвинта. На нерухомій частині кожуха 4 також розташовано додатковий двигун 10, який служить приводом для нижньої рухомої частини кожуха 7. На нижній частині гвинта 2, що не знаходиться в циліндричному кожусі 3, закріплено лопатки 11. Нижній кінець вала 1 встановлено в підшипниковій опорі 12 в наконечнику 13, який за допомогою кронштейнів 14 з'єднано через підшипниковий вузол 15 з нижньою рухомою частиною кожуха 7 відомим способом. У верхній нерухомій частині кожуха 4 закріплено опори 16.

Робота ГКОК здійснюється наступним чином. Наконечник 13 ГКОК встановлюють у сипкий матеріал і вмикають двигуни 5 і 10, які приводить в рух вал 1 з гвинтом 2 та рухому частину циліндричного кожуха 7 зі спіраллю 9. Під

дією гвинта 2 та лопаток 11 сипкий матеріал подається до циліндричного кожуха 3, де гвинтом 2 і рухомою частиною циліндричного кожуха 7 зі спіраллю 9 транспортується в зону вивантаження до вивантажувального патрубку 6. По мірі забору сипкого матеріалу наконечник 12 здійснює заглиблення в сипкий матеріал. Лопатки 11 сприяють інтенсивнішому завантаженню кожуха гвинтового конвеєра шляхом нагортання транспортованого матеріалу на гвинт 2. Потрібна висота підйому транспортованого матеріалу регулюється регулювальними опорами 16.

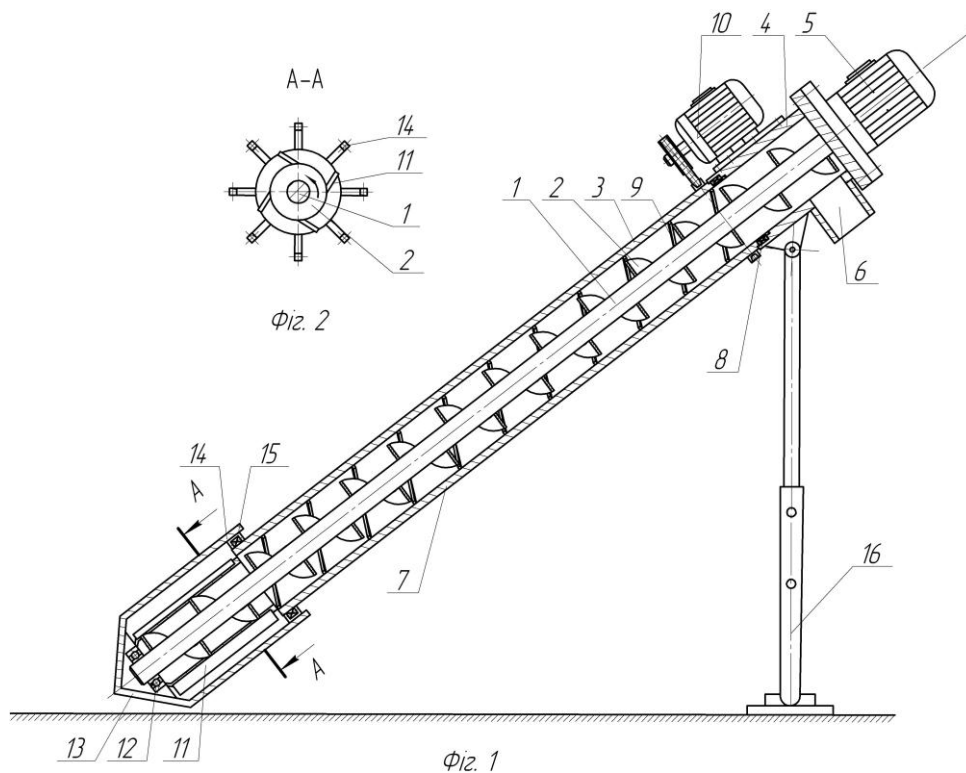


Рис. 1.13. Гвинтовий конвеєр з транспортуєчим кожухом

До переваг гвинтового конвеєра з транспортуєчим кожухом відноситься підвищення продуктивності завантаження й транспортування сипкого матеріалу.

У роботі Адігамова К.А. [1] розроблені основи теорії роботи вертикального шнекового конвеєра з обертовим кожухом, з якої виходить, що при обертанні кожуха назустріч обертанню шнека з тією ж частотою: створюються більш сприятливі умови роботи конвеєра за рахунок його урівноваження; крок навівання спіралі шнека може бути збільшений до 1,5 його діаметрів за зовнішнім розміром, що зменшує шлях транспортування і вагу шнека, скорочує

витрати на його виготовлення; продуктивність конвеєра збільшується в 1,2...1,9 рази в порівнянні з варіантом, коли кожух нерухомий, а питома енергоємність транспортування в такому ж співвідношенні зменшується; у міру зношування спіралі у конвеєра зберігаються більш високі транспортуючі якості; наявність на шнеку 2-х західного наконечника з однією укороченою спіраллю забезпечує збільшення об'єму переміщеного матеріалу в 1,1...1,2 рази.

На підставі аналітичних досліджень розроблена теорія процесу транспортування матеріалів вертикальним шнековим конвеєром з обертовим кожухом, яка дозволяє встановити закономірності руху вантажу при обертанні кожуха назустріч обертанню шнека, доведена можливість значного підвищення ефективності функціонування конвеєра за рахунок збільшення поступальної швидкості переміщення матеріалу і зменшення опорів в зоні завантаження.

В результаті проведених експериментів встановлено оптимальне співвідношення кутових швидкостей кожуха і шнека, рівне одиниці. Доведено, що при цьому співвідношенні крок навивання спіралі шнека може бути збільшений до півтора його діаметрів за зовнішнім розміром, що забезпечує коротший шлях транспортування матеріалу, зменшує вагу шнека і скорочує витрати на його виготовлення.

За наслідками експериментальних досліджень показано, що шнековий конвеєр з обертовим кожухом, при співвідношенні кутових швидкостей шнека і кожуха, рівному одиниці, у міру зносу спіралі зберігає вищі транспортуючі якості в порівнянні з варіантом, коли кожух нерухомий. Установка на шнеку двозахідного наконечника з однією укороченою спіраллю забезпечує збільшення об'єму переміщеного матеріалу на 10...20 %.

Порівняльний аналіз продуктивності і питомих енерговитрат шнекових конвеєрів з нерухомим і обертовим кожухом показав, що в другому випадку питома енерговитрати менші в 1,2...1,9 рази за рахунок вищої продуктивності ГК.

На основі вищенаведеного робимо висновок, що проектування і дослідження нахилених ГКОК є перспективним напрямком підвищення ефективності транспортування матеріалів гвинтовими конвеєрами.

1.5. Висновки і завдання досліджень

На основі аналізу стану питання можна зробити наступні висновки.

1. Гвинтові конвеєри отримали широке застосування у багатьох галузях народного господарства завдяки простоті конструкції, експлуатаційній надійності, невисокій вартості, надійній герметизації і концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням. Специфіка їх роботи зумовлена різноманітністю операцій технологічних процесів, а також реологічних властивостей транспортованих матеріалів, номенклатурою і конструктивними параметрами.

2. Загальна характеристика наукової проблеми показує, що ряд питань проектування прогресивних конструкцій ГК з мінімальними питомими енерговитратами і підвищеною продуктивністю транспортування сипких матеріалів, а також стендового оснащення для їх дослідження вимагає подальшого розроблення і дослідження. Тому виникають завдання: теоретичного обґрунтування конструктивних, технологічних параметрів і енерговитрат положо нахилених ГК із обертовим кожухом, проведення комплексу експериментальних досліджень.

3. Також встановлено, що аналіз енергосилових параметрів процесу транспортування швидкохідними гвинтовими конвеєрами ґрунтується в основному на експериментальних дослідженнях.

4. Проведений патентний пошук конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовим кожухом свідчить про те, що для забезпечення підвищення ефективності та надійності таких конвеєрів необхідно розробити ефективні технічні засоби, особливо для нахилених гвинтових конвеєрів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ КОНВЕЄРОМ З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ

2.1. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням

З метою підвищення продуктивності транспортування і змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами актуальним залишається питання пошуку їх прогресивних конструкцій. До таких механізмів належать гвинтові конвеєри з обертовими (транспортуючими) кожухами. Для пошуку конструкцій ГКОК використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [79]. У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування сипких матеріалів гвинтовими механізмами при використанні структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу було визначено обмежену кількість складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки механізму, на основі чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.1. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГКОК і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: привід, кожух, гвинтовий робочий орган, механізм завантаження та опорно-руховий механізм.

Морфологічну модель конструктивних ознак елементів ГКОК (табл. 2.1) можна представити у вигляді морфологічної матриці (2.2), що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці [79] у кількості варіантів:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.1)$$

де n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики.

$$N_{ГКОК} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2.2.1 \\ 1.3.2.2 \\ 1.4.2.3 \\ 1.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \\ 3.4 \\ 3.5 \\ 3.6 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \\ 8.7 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \\ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 13.1 \\ 13.2 \\ 13.3 \\ 13.4 \\ 13.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \end{array} \right| = 391910400.$$

Загальна кількість синтезованих варіантів конструктивних виконань ГКОК є надто значне, й тому для скорочення варіантів рішень використано метод синтезу ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу, де кількість варіантів визначається за формулою [124]:

$$N = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.2)$$

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.

Загальна кількість генерованих варіантів ТТМОК при використанні запропонованого методу синтезу становитиме:

$$N_{ГКОК} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \\ 3.4 \\ 3.5 \\ 3.6 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \\ 8.7 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \\ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \\ 11.4 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 13.1 \\ 13.2 \\ 13.3 \\ 13.4 \\ 13.5 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \end{array} \right| = 60.$$

Це значно менше (у 6,5 млн. разів), ніж при використанні класичного методу синтезу, що дозволяє швидко здійснити перебір варіантів і відібрати найбільш раціональні конструкції ГКОК [31]. Модель механічної системи ГКОК згідно запропонованого групування представлено на рисунку 2.1.

Таблиця 2.1

Морфологічна таблиця конструктивних ознак гвинтових транспортно-технологічних механізмів з обертовими кожухами														
Привід		Кожух			Гвинтовий робочий орган				Механізм завантаження			Опорно-руховий механізм		
1. Тип	2. Кількість	3. Форма внутрішньої поверхні	4. Напрямок обертання	5. Тип	6. Напрямок обертання	7. Форма ташування спіралей	8. Вид	9. Кількість	10. Підбирач	11. Бункер	12. Насадка	13. Завантажувальні лопати	14. Тип	15. Вид
1.1. Електропривід	2.1. Один	3.1. Плоска з підвищеною чистотою	4.1. Лінійний	5.1. Безперервний	6.1. Лінійний	7.1. Одноряд з іншою	8.1. Спиральний	9.1. Один	10.1. З паральним розташуванням до ГРО	11.1. Із регульованим завантаженням	12.1. З регульованим завантаженням	13.1. Прямі закріплені на ГРО	14.1. Колісний	15.1. Регульований по висоті
1.2. Пневмомпривід	2.2. Два	3.2. Плоска з підвищеною шорсткістю	4.2. Прямий	5.2. Циклічний	6.2. Прямий	7.2. Центрична	8.2. Стричковий	9.2. Два	10.2. З перпендикулярним розташуванням до ГРО	11.2. З регульованим завантаженням	12.2. З регульованим завантаженням	13.2. Прямі закріплені на опорті	14.2. Колісний	15.2. Не матеріальний
1.3. Вибірочний	2.3. Кілька	3.3. З підвищеною шорсткістю	4.3. Без обертання	5.3. З тимчасовими зупинками	6.3. Без обертання	7.3. Концентрична	8.3. Гофрований	9.3. Деякі	10.3. Односпиральний	11.3. Із регульованим завантаженням	12.3. З регульованим завантаженням	13.3. Гвинтові закріплені на ГРО з іншим напрямком навантаження до ГРО	14.3. Опортний	15.3. Регульований по висоті
1.4. Гідропривід	2.4. Один	3.4. З впадинами розташованими в осьовому напрямку	4.4. Спиральними впадинами	5.4. З прискореннями і сповільненнями	6.4. Спиральний	7.4. Спиральний	8.4. Лопатевий	9.4. Один	10.4. Багато-спиральний	11.4. Без захисної решітки	12.4. З регульованим завантаженням	13.4. Гвинтові закріплені на кожусі з іншим напрямком навантаження до ГРО	14.4. Опортний	15.4. Не матеріальний
1.5. Двигун	2.5. Один	3.5. З впадинами розташованими в осьовому напрямку	4.5. Спиральними впадинами	5.5. З прискореннями і сповільненнями	6.5. Спиральний	7.5. Спиральний	8.5. Пружинний	9.5. Один	10.5. З постійним кроком спіралі	11.5. З регульованим завантаженням	12.5. З регульованим завантаженням	13.5. Гвинтові закріплені на кожусі з іншим напрямком навантаження до ГРО	14.5. Опортний	15.5. Регульований по висоті
1.6. Електропривід	2.6. Один	3.6. З впадинами розташованими в осьовому напрямку	4.6. Спиральними впадинами	5.6. З прискореннями і сповільненнями	6.6. Спиральний	7.6. Спиральний	8.6. Лопатевий	9.6. Один	10.6. З постійним кроком спіралі	11.6. З регульованим завантаженням	12.6. З регульованим завантаженням	13.6. Гвинтові закріплені на кожусі з іншим напрямком навантаження до ГРО	14.6. Опортний	15.6. Регульований по висоті

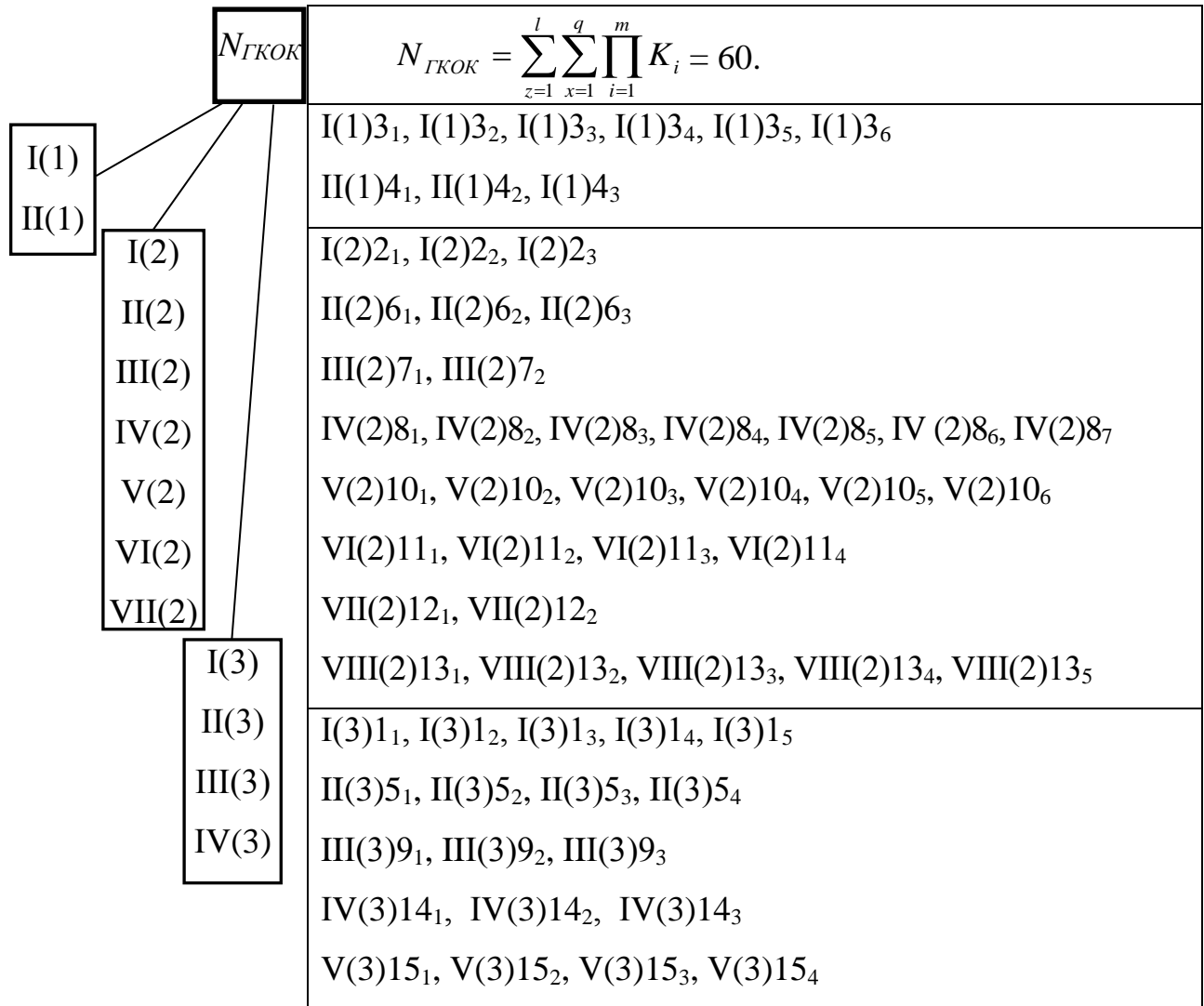


Рис. 2.1. Модель механічної системи «Гвинтові конвеєри з обертовими кожухами»: I-VIII – відповідні підгрупи ієрархічного рівня;
(1)-(3) – відповідні ієрархічні рівні

Використовуючи даний метод синтезу, було розроблено конструкції ГКОК, які в порівнянні з традиційними гвинтовими завантажувачами значно підвищують продуктивність транспортування за рахунок використання обертового кожуха. Крім того, окремі синтезовані конструкції можуть використовуватись як змішувачі при обертанні спіралі та кожуха в одному напрямку, а також за використання стрічкових, лопатевих чи інших шнеків. На частину синтезованих конструкцій отримано патенти на корисні моделі України (рис. 2.2) [31].

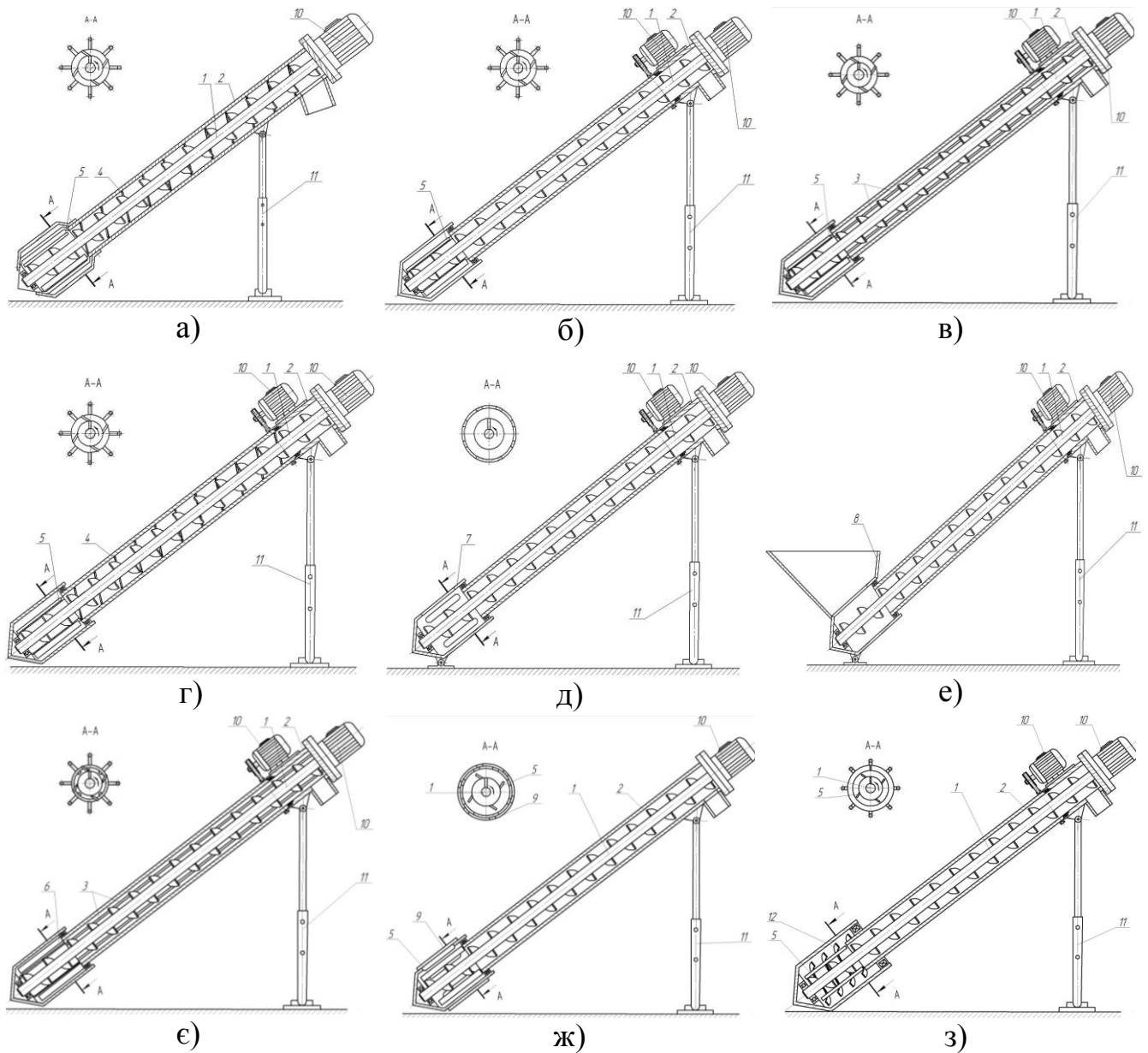


Рис. 2.2. Синтезовані моделі гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами:
 а) пат. України № 106100; б) пат. України № 106099; в) пат. України № 111207;
 г) пат. України № 106962; д) з насадкою; е) з бункером; е) з завантажувальними
 лопатями кожуха; ж) пат. України № 119023; з) пат. України № 119022;
 1) гвинтовий робочий орган; 2) кожух; 3) транспортуючі прямі елементи кожуха;
 4) транспортуючий гвинтовий елемент кожуха; 5) завантажувальні лопаті
 гвинтового робочого органу; 6) завантажувальні лопаті кожуха; 7) насадка з
 нерегульованим завантаженням; 8) бункер з нерегульованим завантаженням;
 9) регулятор завантаження насадки; 10) привід; 11) опорно-руховий механізм;
 12) завантажувальні гвинтові елементи кожуха

У конструкціях, зображених на рис. 2.2.а - рис. 2.2.г та на рис. 2.2.ж, завантажувальні лопаті закріплені на гвинтовому робочому органі; в конструкції, зображеній на рис. 2.2.є, завантажувальні лопаті закріплені на кожусі, а в конструкції, зображеній на рис. 2.2.з, завантажувальні лопаті закріплені на гвинтовому робочому органі, а завантажувальні гвинтові елементи закріплені на кожусі. Також на рис. 2.2 представлено конструкції ГКОК з механізм завантаження через насадку (рис. 2.2.д з насадкою з нерегульованим завантаженням і рис. 2.2.ж з насадкою з регульованим завантаженням) і з бункера (рис. 2.2.е). Моделі транспортних механізмів, зображені на рис. 2.2.б - рис. 2.2.є та на рис. 2.2.з, спроектовано з рухомими обертовими кожухами.

На основі проведеного синтезу розроблено класифікацію ГКОК за конструктивними ознаками, яку представлено на рис. 2.3 [31].



Рис. 2.3. Класифікація гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами за конструктивними ознаками

2.2. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом

Гвинтовий конвеєр із обертовим кожухом (рис. 2.4) виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено шнек 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. У верхній нерухомій частині 4 циліндричного кожуха 3 закріплено двигун 5, який жорстко з'єднано з валом 1, та розташовується вивантажувальний патрубок 6. Нерухома частина 4 циліндричного кожуха 3 з'єднана з його рухомою частиною 7 через підшипниковий вузол 8 відомим способом. На нерухомій частині кожуха 4 також розташовано додатковий двигун 9, який служить приводом для нижньої рухомої частини кожуха 7. На нижній частині шнека 2, що не знаходиться в циліндричному кожусі 3, закріплено лопатки 10. Нижній кінець вала 1 встановлено в підшипниковій опорі 11 в наконечнику 12, який за допомогою кронштейнів 13 з'єднано через підшипниковий вузол 14 з нижньою рухомою частиною кожуха 7 відомим способом. У верхній нерухомій частині кожуха 4 закріплено регулювальні опори 15.

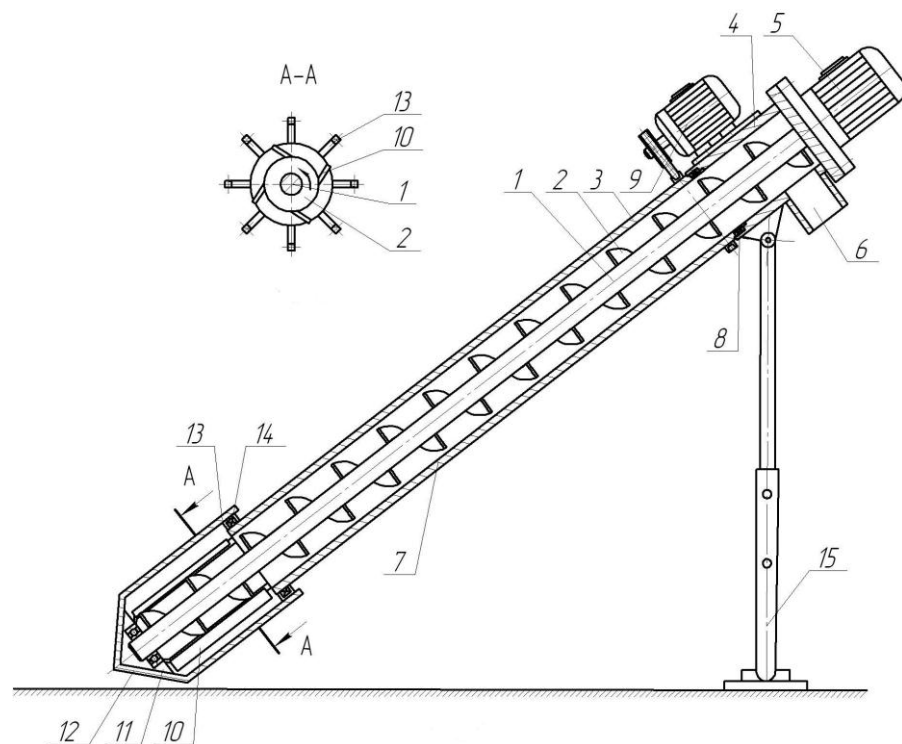


Рис. 2.4. Конструкційна схема гвинтового конвеєра із обертовим кожухом

Під час роботи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, координати розміщення сипкого матеріалу та його характер руху визначається кутовим параметром матеріалу θ [21, 22, 124]. Для встановлення характеру переміщення вантажу розглянемо рух виділеного об'єму матеріалу в координатах xuz (рис. 2.5). Прийmemo до уваги високошвидкісний режим роботи конвеєра, при якому відбувається одночасне змішування та транспортування вантажу. Із умови одночасного контакту виділеного об'єму матеріалу A з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею обертового кожуха, його розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ [21, 22, 124].

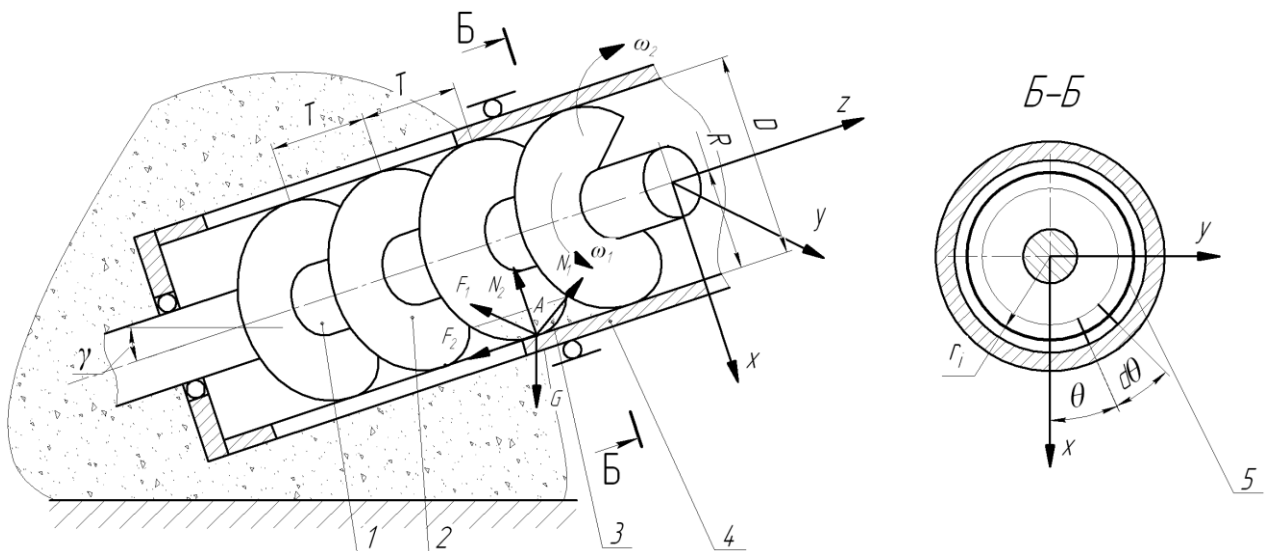


Рис. 2.5. Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму матеріалу у полого нахиленому гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – виділений об'єм матеріалу; 4 – обертовий кожух; 5 – траєкторія руху матеріалу при швидкісному режимі

В параметричному вигляді, з достатньою апроксимацією, координати виділеного об'єму матеріалу A визначаються такими залежностями [21]:

$$\begin{cases} x_A = R \cos \theta; \\ y_A = R \sin \theta; \\ z_A = \frac{T(\omega_1 t - \theta)}{2\pi}, \end{cases} \quad (2.3)$$

де x_A, y_A, z_A , – координати матеріалу, м; R – радіальний параметр матеріалу, м; θ – кутовий параметр матеріалу, рад; ω_1 – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; T – крок витків шнека, м; t – час, с.

Рівняння шнека радіусом R з постійним кроком $T = 2\pi c$, що обертається з кутовою швидкістю ω_1 в параметричній формі буде [21]:

$$x_s = R \cos(v_1 + \omega_1 t); y_s = R \sin(v_1 + \omega_1 t); z_s = cv_1 = (T/2\pi)v_1, \quad (2.4)$$

де v_1 - кутовий параметр точки гвинтової поверхні шнека, рад.

Відомо, що рівняння стаціонарного кожуха (не обертового) гвинтового конвеєра, діаметр D якого приймемо рівним $D = 2R$ має вигляд [21]:

$$x_k = R \cos v_2; y_k = R \sin v_2; z_k = u_2, \quad (2.5)$$

де v_2 - кутовий параметр точки гвинтової поверхні кожуха, рад; u_2 - радіальний параметр точки гвинтової поверхні кожуха, м.

Рівняння кожуха, що обертається з кутовою швидкістю $\pm \omega_2$ в параметричній формі приймемо у вигляді:

$$x_k = R \cos(v_2 \pm \omega_2 t); y_k = R \sin(v_2 \pm \omega_2 t); z_k = u_2, \quad (2.6)$$

де ω_2 – кутова швидкість обертання кожуха, рад/с.

Знак “-” у системі рівнянь (2.6) перед кутовою швидкістю обертання кожуха відноситься до випадку, коли кожух обертається у протилежному напрямку обертання шнека, а знак “+” – для випадку, коли кожух обертається в напрямку обертання шнека.

Швидкості руху матеріалу відносно шнека в напрямку осей x, y, z [21, 22, 124]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1s}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1s}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1s}, \end{cases} \quad (2.7)$$

де $\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$ - проекції швидкості руху матеріалу на осі координат x, y, z , 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 кожуха в напрямку осей x, y, z , дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A - \dot{x}_{2k}; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A - \dot{y}_{2k}; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A - \dot{z}_{2k}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де $\dot{x}_{2k}, \dot{y}_{2k}, \dot{z}_{2k}$ – проекції швидкості руху кожуха на осі координат xuz , м/с.

Проекції швидкості руху матеріалу знаходимо, диференціюючи рівняння (2.3) для загального випадку, коли $R \neq \text{const}$:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cos \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{T}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.9)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями [22, 124]:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1s} = -R\omega_1 \sin \theta; \\ \dot{y}_{1s} = R\omega_1 \cos \theta; \\ \dot{z}_{1s} = 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

Швидкість руху кожуха визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{2k} = \mp R\omega_2 \sin \theta; \\ \dot{y}_{2k} = \pm R\omega_2 \cos \theta; \\ \dot{z}_{2k} = 0. \end{cases} \quad (2.11)$$

Згідно з формулою (2.9), враховуючи залежності (2.9) і (2.10), знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \sin \theta \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cos \theta \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.12)$$

Згідно з формулою (2.8), враховуючи залежності (2.9), (2.10), також знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \sin \theta \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_2 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cos \theta \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right). \end{cases} \quad (2.13)$$

Модуль швидкості руху матеріалу відносно шнека і кожуха визначаємо за відповідними формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_3^2}. \quad (2.14)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2}. \quad (2.15)$$

Підставляючи рівняння (2.12) у (2.14) та (2.13) у (2.15), враховуючи те, що матеріал перебуває у постійному контакті із обертовим кожухом і радіальний параметр матеріалу є постійною величиною в часі ($R=\text{const}$), після скорочень, отримаємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \right) \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)^2}; \quad (2.16)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \cdot \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)^2}. \quad (2.17)$$

Прискорення матеріалу знаходимо в наслідок диференціювання рівняння (2.10) за прийнятої умови, що $R=\text{const}$:

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y}_A = R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z}_A = -\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2}. \end{cases} \quad (2.18)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також

досліджень, представлених в роботах [21, 122] свідчать, що “незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування. Враховуючи те, що період невстановленого руху матеріалу невеликий і не перевищує 0,6...0,8 с для швидкохідних конвеєрів і 1...1,5 с для тихохідних, визначальне значення для встановлення силових параметрів має аналіз часткових рішень”.

Розглянемо стабільний режим переміщення вантажу у швидкохідному ГКОК (рис. 2.6), в якому матеріал рухається за гвинтовою траєкторією і для якого дійсні умови: $\frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_6$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$, де ω_6 - кутова швидкість обертання вантажу, рад/с. При прийнятих умовах з (2.12) знайдемо проєкції швидкості руху матеріалу відносно шнека на осі системи координат x, y, z :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \sin(\omega_6 t) (\omega_1 - \omega_6); \\ \dot{y}_1 = -R \cos(\omega_6 t) (\omega_1 - \omega_6); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} (\omega_1 - \omega_6). \end{cases} \quad (2.19)$$

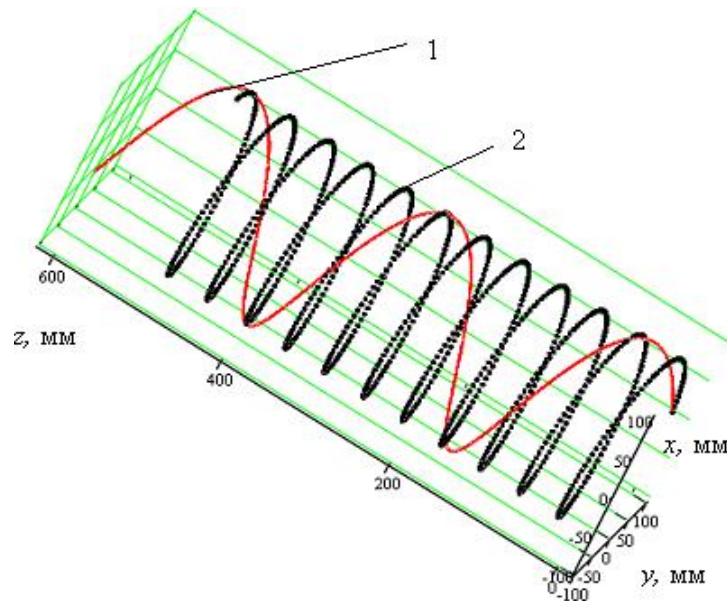


Рис. 2.6. Графіки траєкторії руху сипкого вантажу у швидкохідному конвеєрі з обертовим кожухом: 1) кожух обертається у протилежному напрямку обертання шнека 2) кожух обертається в напрямку обертання шнека $R=100$ мм; $\omega=32$ рад/с

Проекції швидкості руху матеріалу відносно кожуха на осі системи координат xz :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \sin(\omega_g t)(\pm\omega_2 - \omega_g); \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \cos(\omega_g t)(\pm\omega_2 - \omega_g); \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi}(\omega_1 - \omega_g). \end{cases} \quad (2.20)$$

Модулі швидкості руху матеріалу із рівнянь (2.16) та (2.17) визначаємо за виразами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2}\right) \cdot (\omega_1 - \omega_g)^2}; \quad (2.21)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \cdot (\pm\omega_2 - \omega_g)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot (\omega_1 - \omega_g)^2}. \quad (2.22)$$

Прискорення матеріалу визначаємо за рівняннями (2.18):

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = R\omega_g \cos(\omega_g t)(\omega_1 - \omega_g); \\ \ddot{y}_A = R\omega_g \cos(\omega_g t)(\omega_1 - \omega_g); \\ \ddot{z}_A = 0. \end{cases} \quad (2.23)$$

Встановлено, що для режиму швидкохідного транспортування доцільно надавати обертовий рух кожуху в напрямку протилежному обертанню шнека, а для процесу змішування транспортованого матеріалу доцільним є обертання кожуха в напрямку обертання шнека.

2.3. Дослідження енергосилових параметрів гвинтового конвеєра із обертовим кожухом

Співвідношення енергосилових параметрів під час переміщення виділеного об'єму матеріалу рис. 2.5 можна знайти на основі рівняння рівноваги проєкцій всіх сил, що прикладені до матеріалу у декартовій системі координат [21, 35, 124]:

$$\begin{cases} \sum x = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m\ddot{z} + G_z = 0, \end{cases} \quad (2.24)$$

де N_{1x} , N_{1y} , N_{1z} – проєкції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x , y , z , Н; N_{2x} , N_{2y} , N_{2z} – проєкції нормальної реакції від поверхні кожуха відповідно на осі x , y , z , Н; F_{1x} , F_{1y} , F_{1z} – проєкції сили тертя між виділеним об'ємом матеріалу та поверхнею шнека відповідно на осі x , y , z , Н; F_{2x} , F_{2y} , F_{2z} – проєкції сили тертя між виділеним об'ємом матеріалу та поверхнею кожуха відповідно на осі x , y , z , Н; m – маса виділеного об'єму матеріалу, кг; G_x , G_y , G_z – проєкції сили ваги відповідно на осі x , y , z , Н.

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні кожуха N_2 направлена по вектору нормалі \vec{n} до цих поверхонь і визначаються за рівняннями [21, 35, 124]:

$$\vec{N}_1 = N_1 \vec{n}; \quad (2.25)$$

$$\vec{N}_2 = N_2 \vec{n}, \quad (2.26)$$

де N_1 , N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н; \vec{n} – вектор нормалі.

Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості виділеного об'єму матеріалу, а їх проєкції можна визначити за залежностями [21, 35, 124]:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1x} = -f_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1y} = -f_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|}; \\ F_{1z} = -f_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|}; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} F_{2x} = -f_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2y} = -f_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|}; \\ F_{2z} = -f_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}, \end{array} \right. \quad (2.27)$$

де F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між виділеним об'ємом матеріалу та відповідно поверхнею шнека та поверхнею кожуха, Н; f_1 – коефіцієнт тертя між виділеним об'ємом матеріалу і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між виділеним об'ємом матеріалу і поверхнею кожуха; \dot{s}_1 – модуль абсолютної швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно шнека, м/с; \dot{s}_2 – модуль абсолютної швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно кожуха, м/с; $\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1$ – швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно шнека в напрямку осей x, y, z , м/с; $\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{z}_2$ – швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , м/с.

У загальному вигляді коефіцієнти тертя залежать від швидкості руху частинки і їх можна визначити за формулами [21, 35, 124]:

$$f_1 = f_{01} + k|\dot{s}_1|; \quad (2.28)$$

$$f_2 = f_{02} + k|\dot{s}_2|, \quad (2.29)$$

де f_{01}, f_{02} – початкове значення коефіцієнтів тертя відповідно між виділеним об'ємом матеріалу і шнеком та між вантажем і кожухом; k – коефіцієнт, що враховує величину зміни коефіцієнта тертя залежно від швидкості руху виділеного об'єму матеріалу.

Для нормальних експлуатаційних режимів роботи швидкості обертання шнека та кожуха змінюється в таких інтервалах, при яких коефіцієнт тертя можна прийняти постійною величиною.

Проекції нормальних реакцій від поверхні шнека та поверхні кожуха на осі координат xuz [35, 124]:

$$\begin{cases} N_{1x} = N_1 \cdot \sin \alpha \sin \theta; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \sin \alpha \cos \theta; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha; \end{cases} \quad (2.30)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = -N_2 \cdot \cos \theta; \\ N_{2y} = -N_2 \cdot \sin \theta; \\ N_{2z} = 0, \end{cases} \quad (2.31)$$

де α – кут нахилу витків шнека, рад.

Кут нахилу витків шнека знаходимо за відомою формулою [21]:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{T}{2\pi R} \right). \quad (2.32)$$

Проекції сили ваги виділеного об'єму матеріалу на осі координат xuz [35, 124]:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma, \end{cases} \quad (2.33)$$

де γ – кут нахилу осі шнека, рад; g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Враховуючи (2.30), (2.31) і (2.33), систему рівнянь (2.24) після перетворень за пишемо наступним чином:

$$\begin{cases} \sum x = N_1 \left(\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + mg \cdot \cos \gamma = 0; \\ \sum y = N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - f_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} = 0; \\ \sum z = N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} - mg \cdot \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (2.34)$$

Після запису у систему рівнянь (2.34) значення швидкостей і прискорень, одержимо наступну систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 N_1 \left(\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\cos \theta - f_2 \frac{R \cdot \sin \theta \cdot \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_2|} \right) - \\
 -m \left(R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) + mg \cdot \cos \gamma = 0; \\
 N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - f_1 \frac{-R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - f_2 \frac{-R \cdot \cos \theta \cdot \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_2|} \right) - \\
 -m \left(R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) = 0; \\
 N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\frac{T}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-f_2 \frac{\frac{T}{2\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right)}{|\dot{s}_2|} \right) + \\
 + \frac{mT}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - mg \cdot \sin \gamma = 0.
 \end{array} \right. \quad (2.35)$$

На основі розв'язку системи рівнянь (2.35), знаходимо невідомі нормальні реакції від поверхонь шнека і кожуха, а також кутовий параметр θ .

Розв'язок системи рівнянь (2.35) відносно параметру θ в загальному випадку проводимо на основі її аналізу та побудови графіків на ЕОМ, застосовуючи чисельний метод Рунге-Кутта. При цьому враховано наступне твердження із літератури [21, 122] “Оскільки коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу, що піддається транспортуванню в основному значно перевищує коефіцієнт тертя між вантажем та кожухом і шнеком, то рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух частинок з незмінними характеристиками зовнішніх зв'язків, що не залежать від внутрішніх взаємодій частинок”.

Із третього рівняння системи (2.34) знаходимо:

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m(\ddot{z} + g \cdot \sin \gamma)}{-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}. \quad (2.36)$$

Із першого і третього рівнянь системи (2.34) знаходимо:

$$N_1 = \frac{m\ddot{z} - mg \cdot \sin \gamma \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + mf_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} (\ddot{x} - g \cdot \cos \gamma)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(\sin \alpha \sin \theta - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos \theta - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}. \quad (2.37)$$

Оскільки обертові кожухи доцільно використовувати у швидкохідних конвеєрах, розглянемо стабільний режим транспортування сипкого вантажу за гвинтовою траєкторією (рис. 2.6), для якого дійсні умови: $\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_\theta$,

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{dR}{dt} = 0, \quad R = const.$$

Визначаємо нормальну реакцію від поверхні шнека із формули (2.37) з врахуванням (2.19) - (2.23):

$$N_1 = \frac{m \left(-g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_\theta t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_\theta t) \cdot (\pm\omega_2 - \omega_\theta)}{|\dot{s}_2|} \right) + f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(R\omega_\theta \cos(\omega_\theta t) (\omega_1 - \omega_\theta) - g \cdot \cos \gamma \right) \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(\sin \alpha \sin(\omega_\theta t) - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_\theta t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_\theta t) \cdot (\pm\omega_2 - \omega_\theta)}{|\dot{s}_2|} \right)}. \quad (2.38)$$

Також визначаємо нормальну реакцію від поверхні кожуха із формули (2.36):

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + mg \cdot \sin \gamma}{-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}. \quad (2.39)$$

Для визначення енергосилових параметрів гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами використовуємо масу вантажу m_b , яка піддається переміщенню по всій довжині шнека. Рух потоку вантажу в першому наближенні можна розглядати як рух виділених об'ємів матеріалу, тому у формулах для визначення енергосилових параметрів, замість маси виділеного об'єму матеріалу m використовувати масу вантажу m_b , яку можна визначати за формулою [21] :

$$m_e = \frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho, \quad (2.40)$$

де d – діаметр вала шнека, м; φ_0 – коефіцієнт завантаження, що формується у завантажувальному отворі; ρ - густина вантажу, кг/м³; i - кількість робочих витків шнека.

Крутний момент на шнекові знаходимо за формулою [35, 124]:

$$M_{uu} = R [N_1 (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 f_2]; \quad (2.41)$$

$$M_{uu} = \frac{\frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho \left(-g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_g t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_g t) \cdot (\pm \omega_2 - \omega_g)}{|\dot{s}_2|} \right) + f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(R \omega_g \cos(\omega_g t) (\omega_1 - \omega_g) - g \cdot \cos \gamma \right) \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(-\sin \alpha \sin(\omega_g t) - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_g t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_g t) \cdot (\pm \omega_2 - \omega_g)}{|\dot{s}_2|} \right)} \times R \left[N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho g \cdot \sin \gamma \right] \times R (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}.$$

Потужність на приводі шнека [21]:

$$N_{uu} = \frac{M_{uu} n_{uu}}{9750}; \quad (2.42)$$

де n_{uu} - частота обертання шнека, об/хв.

$$N_u = \frac{\frac{\pi \cdot i(D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho \left(-g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_e t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_e t) \cdot (\pm \omega_2 - \omega_e)}{|\dot{s}_2|} \right) + f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(R \omega_e \cos(\omega_e t) (\omega_1 - \omega_e) - g \cdot \cos \gamma \right) \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(-\sin \alpha \sin(\omega_e t) - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_e t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_e t) \cdot (\pm \omega_2 - \omega_e)}{|\dot{s}_2|} \right)} \times$$

$$\times R(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) \omega_1 + \frac{N_1 \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \frac{\pi \cdot i(D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho g \cdot \sin \gamma}{\frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} R \omega_1. \quad (2.43)$$

Крутний момент на кожухові визначаємо за виразом:

$$M_\kappa = R N_2 f_2; \quad (2.44)$$

$$M_\kappa = \frac{R \frac{\pi \cdot i(D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho f_2 \left[\left(-g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_e t) - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(R \omega_e \cos(\omega_e t) (\omega_1 - \omega_e) - g \cdot \cos \gamma \right) \right) \times \right.}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \left(\sin \alpha \sin(\omega_e t) - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + \left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_e t) - f_2 \frac{R \cdot \sin(\omega_e t) \cdot (\pm \omega_2 - \omega_e)}{|\dot{s}_2|} \right)}$$

$$\left. \times \frac{\left(\cos \alpha - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - g \cdot \sin \gamma}{1} \right].$$

Потужність на приводі кожуха:

$$N_\kappa = \frac{M_\kappa n_\kappa}{9750}, \quad (2.45)$$

де n_κ - частота обертання кожуха, об/хв.

Продуктивність конвеєра [21]:

$$Q = \psi \cdot k_\gamma \cdot \varphi_0 \cdot \dot{z}_2 \frac{(4R^2 - d^2)}{4}, \quad (2.46)$$

де ψ - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку під час транспортування, $\psi = f(k_T, \gamma, \omega)$, k_γ - коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра.

Питомі енерговитрати на переміщення вантажу:

$$w = \frac{N_u + N_\kappa}{Q \cdot L}. \quad (2.47)$$

Реальне значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортної системи, тертя в опорах і визначається за формулою [21]:

$$M_p = k_n k_n k_T k_e M_{ш}, \quad (2.48)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу; k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека; k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах; k_e – коефіцієнт, що враховує зміну міжвиткового об'єму.

Проведемо порівняльний аналіз швидкохідних гвинтових конвеєрів із обертовими та не обертовими кожухами на основі формул (2.38) - (2.47) під час транспортування пшениці. Для цього побудуємо графіки на рис. 2.7 - рис. 2.12.

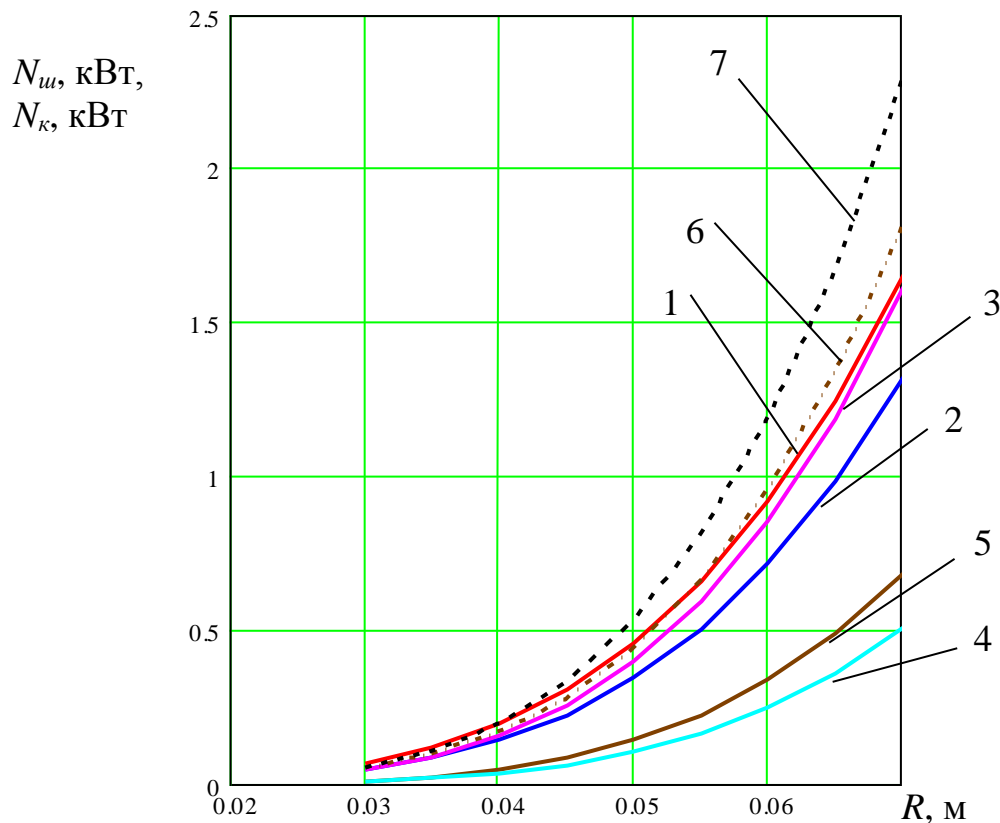


Рис. 2.7. Графічні залежності потужності привода шнека та кожуха від радіуса шнека: $\gamma=30^\circ$, $L=1,7\text{ м}$, $d=0,04\text{ м}$, $n_{ш}=700\text{ об/хв.}$: потужність привода шнека 1 – $n_k=0\text{ об/хв.}$; 2 – $n_k=500\text{ об/хв.}$; 3 – $n_k=600\text{ об/хв.}$; потужність привода кожуха 4 – $n_k=500\text{ об/хв.}$; 5 – $n_k=600\text{ об/хв.}$; сумарна потужність привода шнека та кожуха 6 – $n_k=500\text{ об/хв.}$; 7 – $n_k=600\text{ об/хв.}$

З графіків, представлених на рис. 2.7 - рис. 2.12 робимо висновки, що використання ГКОК дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу порівняно із ГК з нерухомим кожухом на 27-14% для кожухів із частотою обертання 500 об/хв. та на 25-8% із частотою обертання 600 об/хв. При цьому перевага ГКОК збільшується при зменшенні радіуса шнека та коефіцієнта швидкохідності. Це пояснюється більшим впливом частоти обертання кожуха при менших радіусах шнека на відцентрову силу, що діє на вантаж.

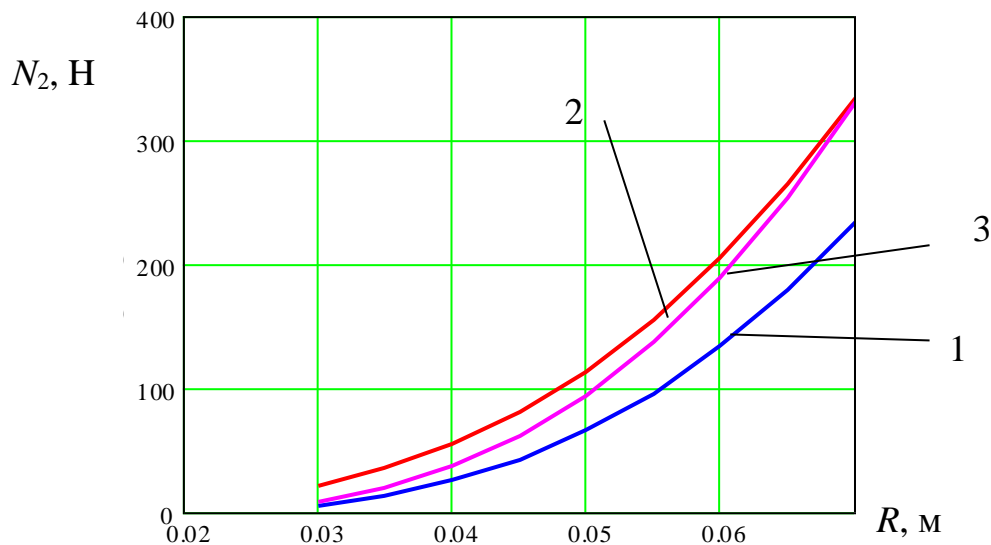


Рис. 2.8. Графічні залежності нормальної реакції поверхні кожуха від радіуса шнека: $\gamma=30^\circ$, $L=1,7$ м, $d=0,04$ м, $n_{ш}=700$ об/хв.: 1 - $n_k=0$ об/хв.; 2 - $n_k=500$ об/хв.; 3 - $n_k=600$ об/хв.

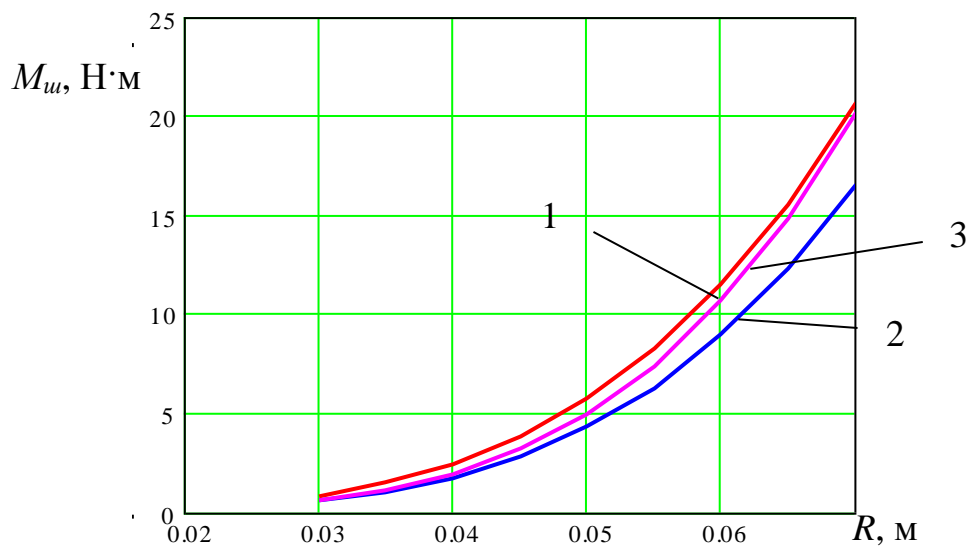


Рис. 2.9. Графічні залежності крутного моменту на шнеку від радіуса шнека: $\gamma=30^\circ$, $L=1,7$ м, $d=0,04$ м, $n_{ш}=700$ об/хв.: 1 - $n_k=0$ об/хв.; 2 - $n_k=500$ об/хв.; 3 - $n_k=600$ об/хв.

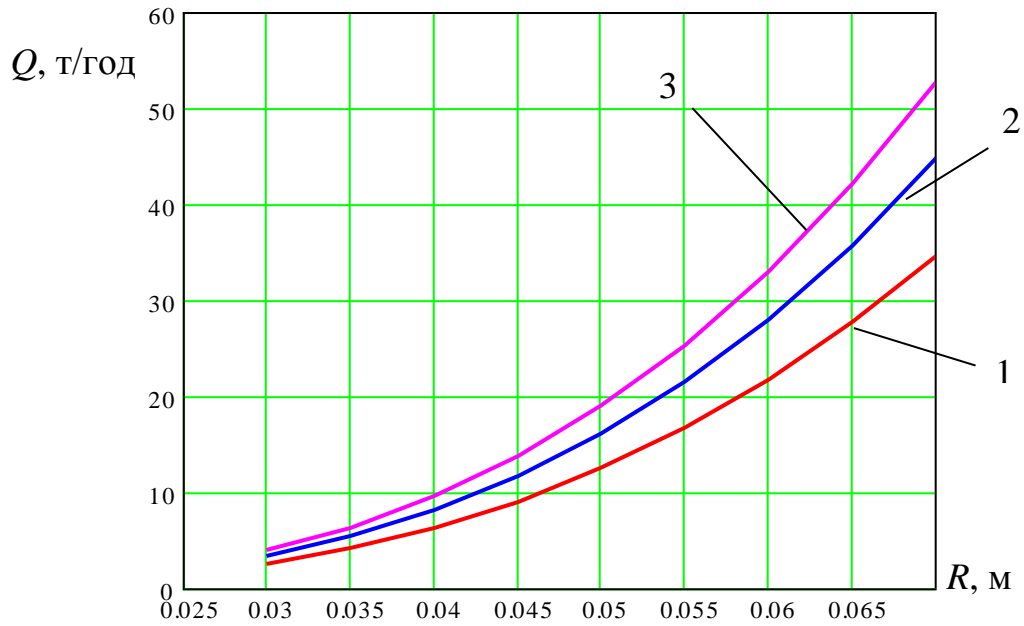


Рис. 2.10. Графічні залежності продуктивності конвеєра від радіуса шнека: $\gamma=30^\circ$, $L=1,7$ м, $d=0,04$ м, $n_{ш}=700$ об/хв.: 1 - $n_k=0$ об/хв.; 2 - $n_k=500$ об/хв.; 3 - $n_k=600$ об/хв.

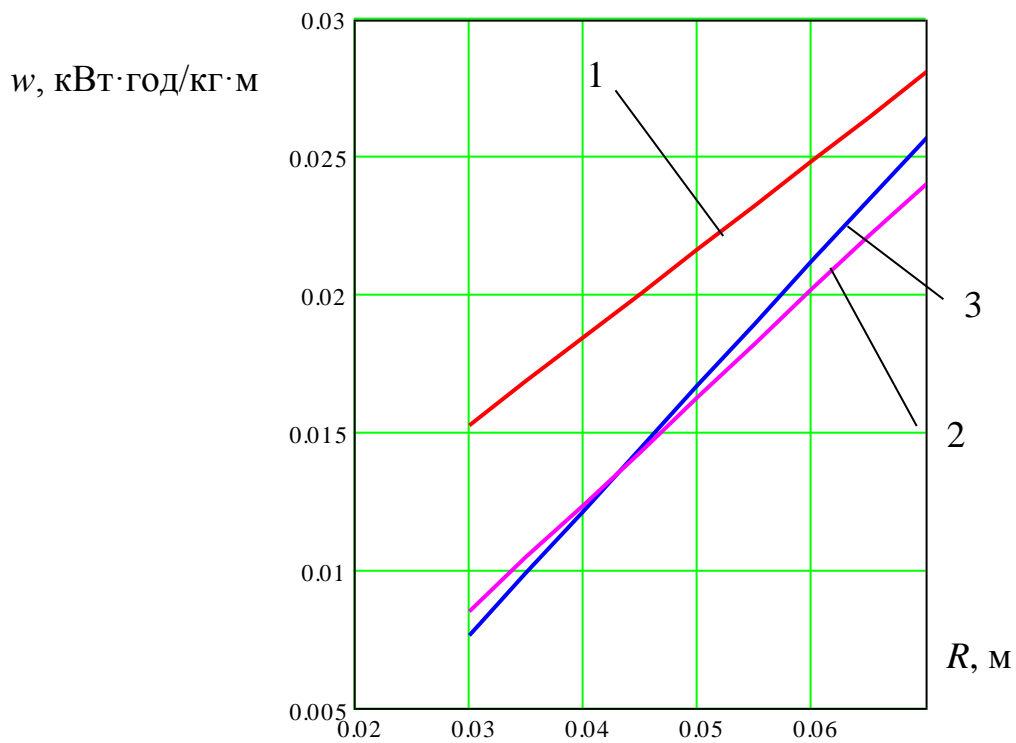


Рис. 2.11. Графічні залежності питомих енерговитрат конвеєра під час транспортування вантажу від радіуса шнека: $\gamma=30^\circ$, $L=1,7$ м, $d=0,04$ м, $n_{ш}=700$ об/хв.: 1 - $n_k=0$ об/хв.; 2 - $n_k=500$ об/хв.; 3 - $n_k=600$ об/хв.

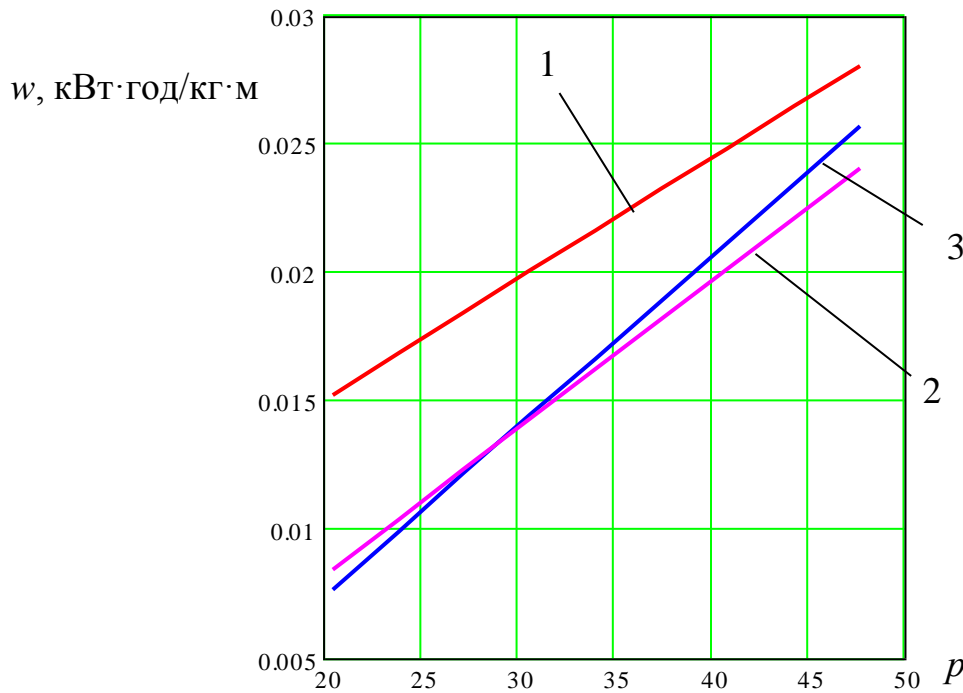


Рис. 2.12. Графічні залежності питомих енерговитрат конвеєра під час транспортування вантажу від коефіцієнта швидкохідності $p = \omega_1^2 R / g : \gamma = 30^\circ$,
 $L = 1,7$ м, $d = 0,04$ м, $n_{ш} = 700$ об/хв.: 1 – $n_k = 0$ об/хв.;
 2 – $n_k = 500$ об/хв.; 3 – $n_k = 600$ об/хв.

Також в результаті теоретичних досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності ГК на 22% для кожухів із частотою обертання 500 об/хв. та на 32% із частотою обертання 600 об/хв. порівняно із його роботою при нерухомому кожусі (рис. 2.10).

Потужність, яка споживається на приводі шнека при обертовому кожусі із частотою обертання 500 об/хв., на 15-22% нижча, ніж при використанні конвеєрів при нерухомому кожусі, а при обертовому кожусі із частотою обертання 600 об/хв. таке зниження складає 7-10% (рис. 2.7). Проте сумарна потужність обертання шнека та кожуха при обертовому кожусі із частотою обертання 500 об/хв. на 5-7% вища при, ніж при використанні конвеєрів при нерухомому кожусі, а при обертовому кожусі із частотою обертання 600 об/хв. таке підвищення складає 18-20% (рис. 2.7).

Тому в результаті проведеного аналізу встановлено доцільність використання конвеєрів із частотою обертання кожуха 500 об/хв., оскільки при цьому забезпечуються найнижчі питомі енерговитрати.

2.4. Дослідження швидкостей сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом

Гвинтовий конвеєр із обертовим кожухом (рис. 2.13) виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено шнек 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. Подача матеріалу 6 здійснюється через бункер 4, що встановлений на рамі 5.

Для простішого розрахунку гвинтових конвеєрів з обертовим кожухом із наданням йому наочності, розроблена і широко використовується в роботі модель графічного розрахунку на основі плану швидкостей і, відповідно, плану прискорень [122, 123]. Для її побудови використано ряд припущень та спрощень, які суттєво не знижують точності запропонованих моделей. Під час транспортування виділеного об'єму матеріалу гвинтовим конвеєром його колову швидкість знаходимо за формулою $v_{\tau} = \omega_1 D / 2$, де ω_1 – частота обертання шнека, D – зовнішній діаметр шнека. Якщо ж відбувається тільки осьове транспортування, його осьова швидкість дорівнює $v_z = \omega_1 T / 2\pi$, де T – крок витків шнека.

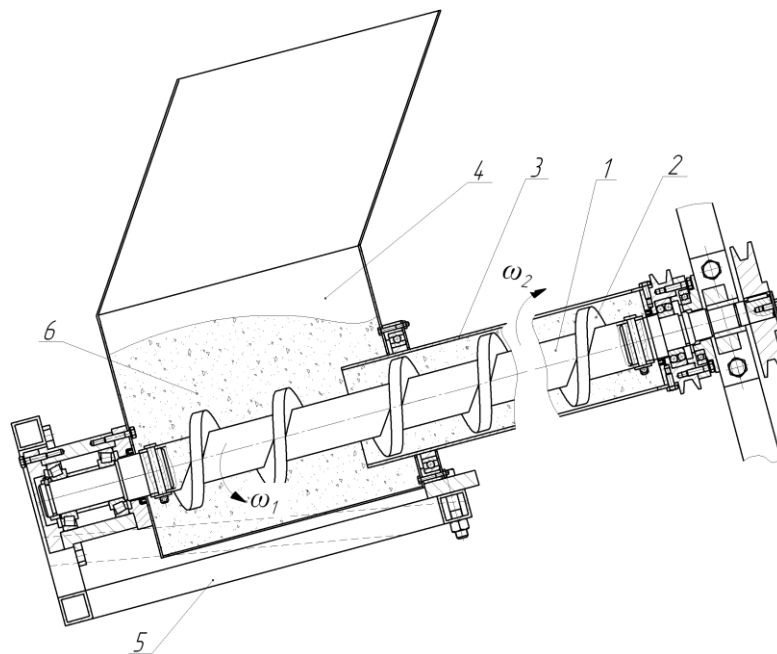


Рис. 2.13. Конструкційна схема гвинтового конвеєра з обертовим кожухом: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – обертовий кожух; 4 – бункер; 5 – рама; 6 – матеріал, що переміщується

Розглянемо розгортку витка шнека діаметром D , відповідно на осях $O\varphi$ і Oz відкладаємо вектори колової та осьової швидкостей, із залежності $v_z = \frac{T(\omega_1 - \omega_0)}{2\pi}$, де ω_0 – частота обертання вантажу, випливає, що кінці векторів швидкостей частини матеріалу при будь-якому режимі транспортування лежать на прямій MN , що з'єднує кінці векторів \vec{v}_z і \vec{v}_τ (рис. 2.14). Нахил цієї прямої до осі $O\varphi$ рівний куту підйому витка α [122, 123].

Розроблена графоаналітична модель дозволяє наглядно відобразити рух виділеної частини матеріалу. Якщо не враховувати силу земного тяжіння (так званий ідеальний режим транспортування) при коефіцієнті тертя між вантажем та шнеком $f_1 = 0$, кут траєкторії руху вантажу $\beta = 90 - \alpha$ і вектор його швидкості направлений перпендикулярно до лінії підйому витка розгортки.

При $f_1 \neq 0$ відповідно $\beta = 90 - \alpha - \varphi_1$, де $\varphi_1 = \arctg f_1$ – кут тертя. Оскільки сила тертя переміщення частини вантажу зі сторони кожуха направлена протилежно вектору його швидкості, то коефіцієнт тертя частини матеріалу до кожуха не впливає на зміну напрямку сил [122, 123].

Якщо прийняти частоту обертання шнека незмінною в часі при встановленому режимі транспортування і при постійних геометричних параметрах шнека кінці векторів швидкостей лежать тільки на лінії швидкостей MN .

Тому вектор прискорення $\vec{a} = \frac{d\vec{V}}{dt}$ направлений до лінії витка з кутом нахилу рівним куту підйому витка α .

Розглянута графоаналітична модель дозволяє провести відповідний векторний аналіз при транспортуванні частин вантажу у ГК і дозволяє скласти рівняння сил рівноваги та розв'язку рівняння руху частини матеріалу.

Крім цього розроблена модель використовується в графоаналітичному методі розрахунку ГКОК, які описані нижче.

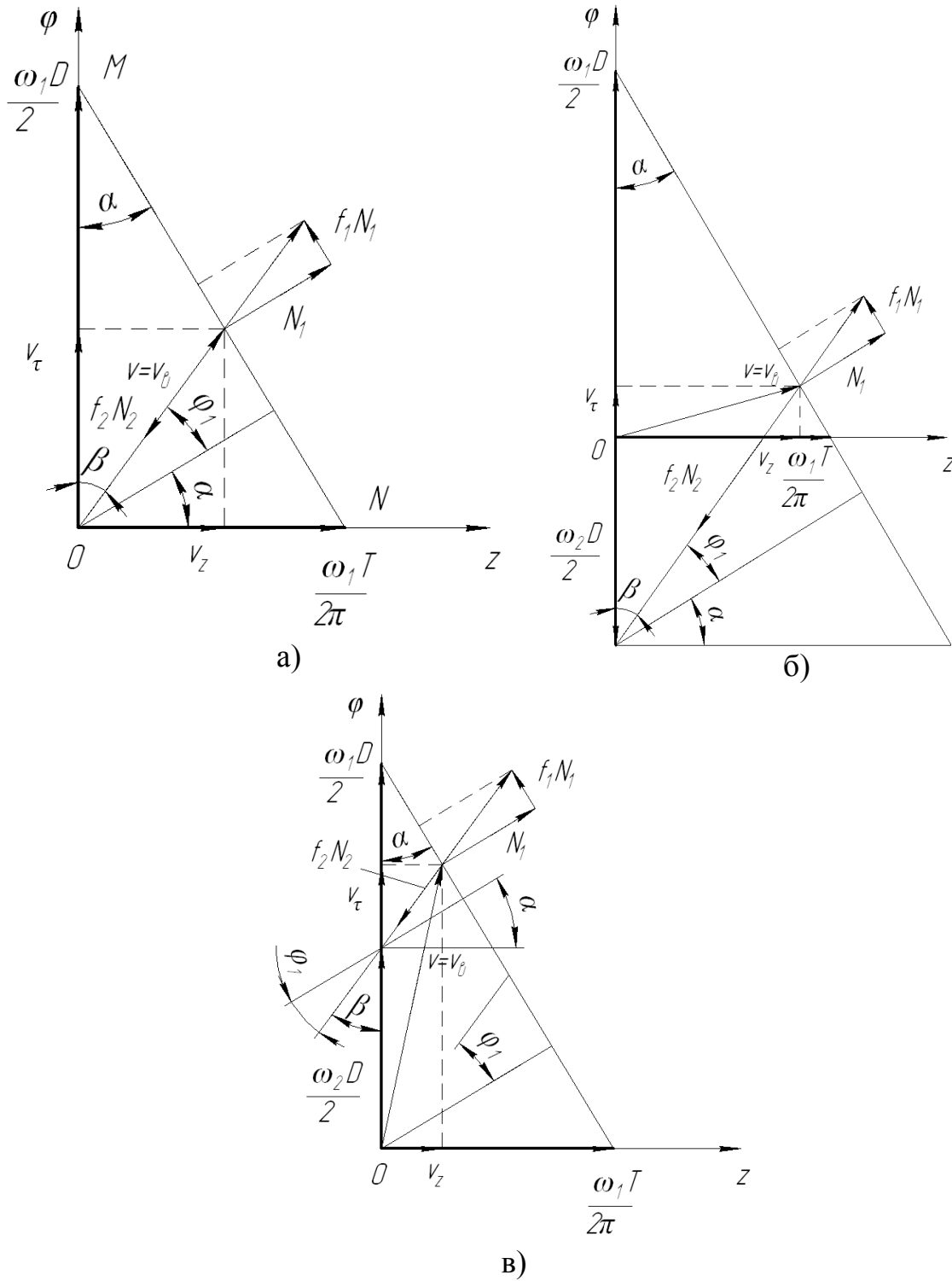


Рис. 2.14. Схеми до графоаналітичного розрахунку гвинтового конвеєра: а) без обертання кожуха; б) з обертанням кожуха проти напрямку обертання шнека; в) з обертанням кожуха в тому ж напрямку, що і обертання шнека

У керованих гвинтових конвеєрах [122, 123], створюються умови контролювання і зміни процесу транспортування вантажу шляхом надання

кожуху додаткового обертового руху. Якщо кожух обертається з кутовою швидкістю, яка протилежна швидкості обертання шнека ω_1 , транспортування проводиться на граничних умовах. При цьому вектор швидкості v наближається до базового вектора осьової швидкості v_z . Осьова швидкість вантажу і продуктивність конвеєра зростають скачкоподібно без значних додаткових питомих енергетичних затрат. У вантажі виникають значні зсувні напруження, які можна використовувати для певного функціонального призначення.

Регульовані ГК [122, 123] можна використовувати для зміни продуктивності транспортування вантажу в часі, для точного дозування і т.д. В таких конвеєрах кожуху надають регульований обертовий рух того ж напрямку, що і у шнека, що забезпечує стабільне утримання потоку в різних режимах, особливо на вертикальних трасах, а також реверс вантажу ($\omega_2 < \omega_1$ – транспортування, $\omega_2 > \omega_1$ – реверс). Обмежується параметр $\omega_2 > \omega_{\min}$.

Для випадку транспортування вантажу в горизонтальному (полого нахиленому) конвеєрі згідно [21] усереднене значення швидкості переміщення вантажу у конвеєрі незначно відхиляється від розрахункового значення швидкості, отриманого без врахування сил тяжіння.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2.14.а при нерухомому кожусі осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \omega_e \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta; \quad (2.49)$$

$$v_z = (\omega_1 - \omega_e) \operatorname{tg} \alpha \frac{D}{2}. \quad (2.50)$$

Прирівнюючи рівняння (2.49) та (2.50), одержуємо:

$$\omega_e = \omega_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.51)$$

Після перетворень рівняння (2.51) отримали:

$$\omega_e = \frac{\omega_1 \sin \alpha \cos \beta}{\sin \beta \cos \alpha + \sin \alpha \cos \beta}, \quad (2.52)$$

Для випадку ідеального транспортування із врахуванням тертя матеріалу по робочому органу $\beta = 90 - \alpha - \varphi_1$ рівняння (2.52) після перетворень набуває вигляду:

$$\omega_6 = \omega_1 \frac{\sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}. \quad (2.53)$$

Тоді із рівняння (2.49) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \omega_1 \frac{D \sin \alpha \cos(\alpha + \varphi_1)}{2 \cos \varphi_1}. \quad (2.54)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \omega_1 \frac{D \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{2 \cos \varphi_1}. \quad (2.55)$$

Згідно розрахункової схеми на рис. 2.14.б, коли кожух обертається проти напрямку обертання шнека:

$$v_z = (\omega_6 + \omega_2) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta; \quad (2.56)$$

Прирівнюючи рівняння (2.56) та (2.50), одержуємо:

$$\omega_6 = \frac{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha - \omega_2 \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.57)$$

Тоді із рівняння (2.56) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \left(\frac{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha - \omega_2 \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha} + \omega_2 \right) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (2.58)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \frac{D(\omega_1 \operatorname{tg} \alpha - \omega_2 \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (2.59)$$

Умова швидкісного осьового переміщення вантажу $v_\tau = 0$ забезпечується підбором величини кутової швидкості обертання кожуха, що обертається в протилежну сторону обертання шнека, тому приймаємо:

$$\frac{D(\omega_1 \operatorname{tg} \alpha - \omega_2 \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)} = 0. \quad (2.60)$$

Із умови (2.60) знаходимо:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (2.61)$$

Для випадку ідеального транспортування із врахуванням тертя матеріалу по робочому органу величина кутової швидкості обертання кожуха для осьового переміщення в горизонтальному конвеєрі:

$$\omega_2 = \omega_1 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (2.62)$$

або:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1 - \sin \alpha \sin(\alpha + \varphi_1)}. \quad (2.63)$$

На основі рівнянь (2.62) та (2.63) побудовано графічні залежності величина кутової швидкості обертання кожуха від кута підйому витка (рис. 2.15) та коефіцієнта тертя f_1 між матеріалом, що транспортується та робочими органами $\varphi_1 = \operatorname{arctg}(f_1)$.

Згідно розрахункової схеми на рис. 2.14.в, коли кожух обертається в тому ж напрямку, що і обертається шнек:

$$v_z = (\omega_\epsilon - \omega_2) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta; \quad (2.64)$$

Прирівнюючи рівняння (2.62) та (2.48), одержуємо:

$$\omega_\epsilon = \frac{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha + \omega_2 \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.65)$$

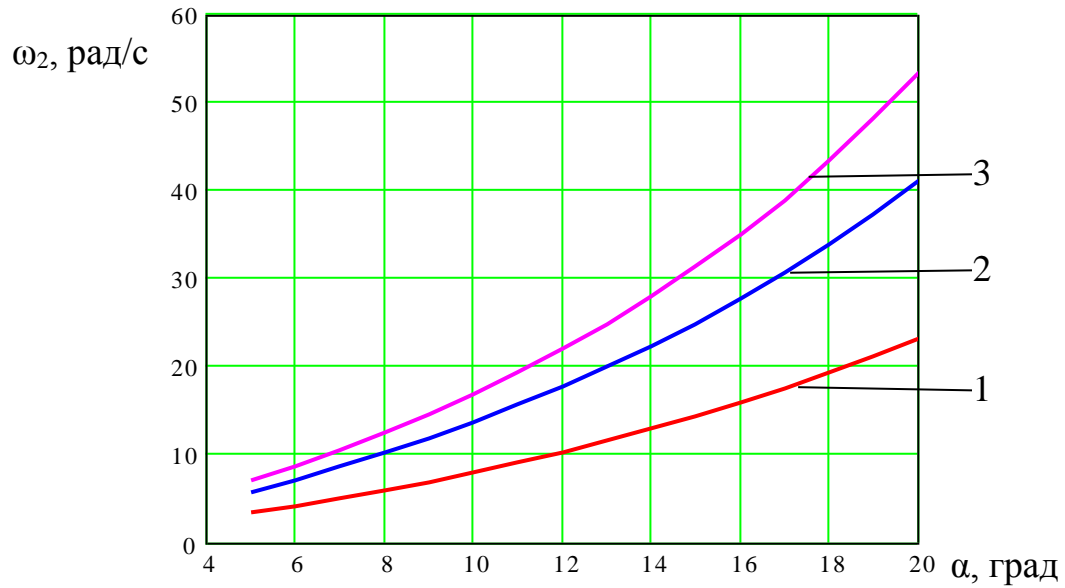


Рис. 2.15. Графічні залежності величина кутової швидкості обертання кожуха від кута підйому витка для випадку ідеального транспортування, $\omega_1=60$ рад/с: 1 - $f_1=0,5$; 2 - $f_1=0,9$; 3 - $f_1=1,1$

Тоді із рівняння (2.64) осьова швидкість дорівнює:

$$v_z = \left(\frac{\omega_1 \operatorname{tg} \alpha + \omega_2 \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha} - \omega_2 \right) \frac{D}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (2.66)$$

Колова швидкість дорівнює:

$$v_\tau = \frac{D(\omega_1 \operatorname{tg} \alpha + \omega_2 \operatorname{tg} \beta)}{2(\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (2.67)$$

Для цього виду конвеєра, змінюючи частоту обертання кожуха, можна регулювати швидкість подачі матеріалу до повного його зупинення при обертанні шнека.

2.5. Аналіз моделі руху вантажу поверхнями гвинтового конвеєра з обертовим кожухом в циліндричній системі координат

Розглянемо прями́й ГК з шнеком (рис. 2.5) зовнішнім діаметром D та кроком T , що обертається із кутовою швидкістю ω_1 та кожуха діаметром D_0 , що обертається із кутовою швидкістю $-\omega_2$. Виберемо шнек із лівою навивкою, при якому в циліндричній системі координат $O\rho\theta z$ його рух в позитивному напрямку θ призводить до переміщення вантажу в напрямку осі Oz , а початкове його розміщення $\theta = 0$ буде в найнижчій частині.

Рівняння гвинтової поверхні шнека (з лівою навивкою) в полярній системі координат буде:

$$\rho_1 = u_1; \theta_1 = v_1; z_1 = -Tv_1/(2\pi) = -cv_1. \quad (2.68)$$

Рівняння циліндричної поверхні кожуха:

$$\rho_2 = D_0/2 = R; \theta_2 = v_2; z_2 = u_2. \quad (2.69)$$

Тут u_i та v_i - відповідно лінійний і кутовий незалежні параметри кожної із поверхонь, $c = T/(2\pi)$ - параметр кроку гвинтової поверхні шнека.

Диференціальні рівняння руху матеріальної частинки виведені відповідно в [21]. З метою спрощення подальших викладок стосовно руху потоку, розглянемо виведення рівнянь руху частини матеріалу в циліндричній системі координат $O\rho\theta z$. Розглянемо виділений об'єм матеріалу A , що переміщається поверхнями кожуха та шнека під час обертання останнього. Для забезпечення зв'язків виділеного об'єму матеріалу із кожною поверхнею приймаємо, що $D = D_0 = 2R$.

З використанням принципу Д'Аламбера рівняння руху для виділеного об'єму матеріалу:

$$\bar{N}_1 + \bar{F}_1 + \bar{N}_2 + \bar{F}_2 + \bar{G} - m\bar{a} = 0, \quad (2.70)$$

де \bar{N}_1 , \bar{N}_2 та \bar{F}_1 , \bar{F}_2 - відповідно вектори сил нормальних реакцій поверхонь спіралі шнека та кожуха і сил тертя від їх дії (рис. 2.5), $F_1 = f_1 N_1$, $F_2 = f_2 N_2$;

m - маса виділеного об'єму матеріалу; \bar{a} - абсолютне прискорення виділеного об'єму матеріалу; $\bar{G} = \bar{G}(g_x, g_y, g_z)$ - вектор сили земного тяжіння; f_1 та f_2 - коефіцієнти тертя ковзання виділеного об'єму матеріалу по поверхнях, відповідно, шнека та кожуха.

У випадку тихохідного транспортування для усталеного руху кутовий параметр вантажу $\theta = \theta_0 \rightarrow \text{const}$. Відповідно $d\theta/dt = 0$, $d^2\theta/dt^2 = 0$. Тоді вектор абсолютної швидкості вантажу буде напрямлений паралельно осі Oz та відносно нерухомого кожуха визначається кутом $\beta_0 = \pi/2$. Відносна швидкість вантажу стосовно обертового кожуха становитиме $\bar{v}_e = \bar{v} - \bar{v}_k$. Відповідно $v_e = \sqrt{(c\omega_1)^2 + (R\omega_2)^2}$, а його напрям відносно поверхні обертового кожуха визначатиметься кутом $\beta_e = \text{arctg}(c\omega_1/R\omega_2)$.

Вектори кожної рівнодійної реакцій поверхонь у полярній системі координат будуть $\bar{R}_i = \bar{N}_i + \bar{F}_i = \{\alpha_{\rho i} N_i; \alpha_{\theta i} N_i; \alpha_{z i} N_i\}$, де $\alpha_{\rho i}, \alpha_{\theta i}$ та $\alpha_{z i}$ - відповідні коефіцієнти (суми направляючих косинусів векторів \bar{N}_i та \bar{F}_i , до ортів координатної системи).

При розкладі на координатні осі циліндричної системи координат рівняння (2.70) прийме вигляд:

$$\begin{aligned} \alpha_{\rho 1} N_1 + \alpha_{\rho 2} N_2 + G_\rho &= 0; \\ \alpha_{\theta 1} N_1 + \alpha_{\theta 2} N_2 + G_\theta &= 0; \\ \alpha_{z 1} N_1 + \alpha_{z 2} N_2 + G_z &= 0. \end{aligned} \tag{2.71}$$

Вектори \bar{N}_1 та \bar{N}_2 направлені перпендикулярно до поверхонь, відповідно, шнека та кожуха, а вектори \bar{F}_1 та \bar{F}_2 розміщені в площинах, дотичних до поверхонь, відповідно, шнека та кожуха в точці їх контакту із виділеним об'ємом матеріалу і направлені протилежно векторам відносної швидкості виділеного об'єму матеріалу щодо кожної із поверхонь.

Отже, коефіцієнти при векторах сил зв'язку виділеного об'єму матеріалу із відповідною поверхнею будуть:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \{\alpha_{\rho 1}; \alpha_{\theta 1}; \alpha_{z 1}\} = \{0; \sin \alpha + f_1 \cos \alpha; \cos \alpha - f_1 \sin \alpha\}; \\ \alpha_2 &= \{\alpha_{\rho 2}; \alpha_{\theta 2}; \alpha_{z 2}\} = \{-1; -f_2 \cos \beta_0; -f_2 \sin \beta_0\},\end{aligned}\quad (2.72)$$

де β_0 - кут нахилу гвинтової траєкторії руху виділеного об'єму матеріалу по обертовому кожуху (кут між векторами переносної та абсолютної швидкостей).

Для конвеєра, нахиленого до горизонту під кутом γ відповідно:
 $g_\rho = g \sin \theta \cos \gamma$; $g_\theta = -g \cos \theta \cos \gamma$; $g_z = -g \sin \gamma$, де g - абсолютна величина прискорення земного тяжіння.

$$\begin{aligned}-N_2 + g \cos \theta \cos \gamma &= 0; \\ (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)N_1 - f_2 \cos \beta_0 \cdot N_2 - g \sin \theta \cos \gamma &= 0; \\ (\cos \alpha - f_1 \sin \alpha)N_1 - f_2 \sin \beta_0 \cdot N_2 - g \sin \gamma &= 0.\end{aligned}\quad (2.73)$$

Виключенням N_1 , N_2 із системи (2.73), аналогічно [21], отримаємо рівняння руху виділеного об'єму матеріалу в полярних координатах.

$$\frac{f_2 \cos \beta_0 \cos \theta \cos \gamma + \sin \theta \cos \gamma}{\sin \alpha + f_1 \cos \alpha} - \frac{f_2 \sin \beta_0 \cos \theta \cos \gamma - \sin \gamma}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} = 0.\quad (2.74)$$

Для горизонтального конвеєра:

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \theta &= f_2 [\sin \beta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - \cos \beta_0], \\ \operatorname{tg} \theta &= \frac{f_2 [c \omega_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - R \omega_2]}{\sqrt{c^2 \omega_1^2 + R^2 \omega_2^2}}.\end{aligned}\quad (2.75)$$

Умова забезпечення транспортування вантажу з нульовим кутовим підйомом (при $\theta = 0$) розміщення для горизонтального конвеєра буде виконуватись при забезпеченні кутової швидкості кожуха:

$$\omega_2 = \omega_1 (c/R) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = \omega_1 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).\quad (2.76)$$

Забезпечення транспортування вантажу з нульовим кутовим підйомом (при $\theta = 0$) розміщення для полого нахиленого конвеєра $\gamma \neq 0$ буде виконуватись при кутовій швидкості кожуха із умови:

$$\sin \theta - f_2 [\sin \beta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - \cos \beta_0] \cos \theta = \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (2.77)$$

звідки:

$$\sin(\theta - \chi) = \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \sqrt{1 + \frac{f_2^2 [c\omega_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - R\omega_2]^2}{c^2\omega_1^2 + R^2\omega_2^2}}, \quad (2.78)$$

де $\chi = \operatorname{arctg}\{f_2 [\sin \beta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - \cos \beta_0]\}$ - кут нахилу гвинтової траєкторії руху виділеного об'єму матеріалу по обертовому кожуху (кут між векторами переносної та абсолютної швидкостей).

Із рівняння (2.78) знаходимо:

$$\theta = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{f_2 [c\omega_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - R\omega_2]}{\sqrt{c^2\omega_1^2 + R^2\omega_2^2}} \right\} + \operatorname{arcsin} \left\{ \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \sqrt{1 + \frac{f_2^2 [c\omega_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) - R\omega_2]^2}{c^2\omega_1^2 + R^2\omega_2^2}} \right\}. \quad (2.79)$$

На основі рівняння (2.79) можна підбирати частоту обертання кожуха відповідно до умов транспортування та характеристик сипкого вантажу із забезпеченням його нульового або мінімального кутового підйому з відповідним збільшення продуктивності транспортування.

За результатами досліджень побудовано графік залежності кутового підйому вантажу від швидкості обертання шнека при різних швидкостях обертання кожуха (рис. 2.16).

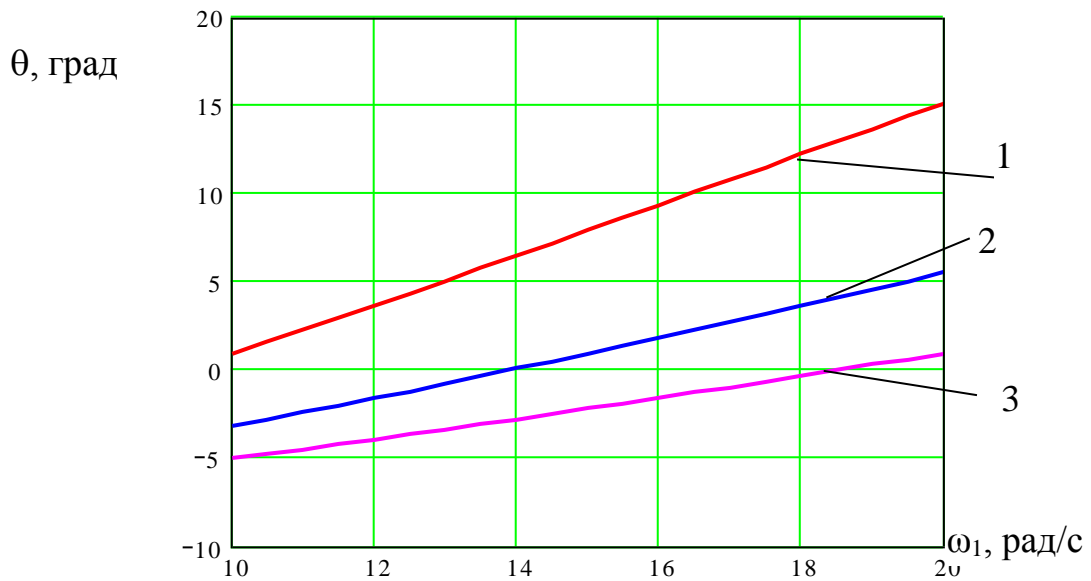


Рис. 2.16. Графіки залежності кутового підйому вантажу від швидкості обертання шнека $f_1=0,7$; $\gamma=15$ град: 1 - $\omega_2=10$ рад/с; 2 - $\omega_2=15$ рад/с; 3 - $\omega_2=20$ рад/с

2.6. Висновки

1. Проведено структурний синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримано ряд конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками, що дало можливість частково вирішити питання підвищення продуктивності транспортування сипких вантажів. На ряд конструкцій одержано деклараційні патенти України на корисні моделі.

2. Досліджено кінематику сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом. Встановлено, що для режиму швидкохідного транспортування доцільно надавати обертовий рух кожуху в напрямку протилежному обертанню шнека, а для процесу змішування транспортованого матеріалу доцільним є обертання кожуха в напрямку обертання шнека.

3. Теоретично досліджено характер навантаження на робочі елементи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, виведено аналітичні залежності для визначення продуктивності та енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, зокрема потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат

нахиленого гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових конвеєрів при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

4. На основі теоретичних досліджень встановлено, використання гвинтових конвеєрів із обертовим кожухом, дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу порівняно із гвинтовими конвеєрами із нерухомим кожухом на 27-14 % для кожухів із частотою обертання 500об/хв та на 25-8 % для кожухів із частотою обертання 600об/хв. При цьому перевага гвинтових конвеєрів із обертовим кожухом збільшується при зменшенні радіуса шнека та коефіцієнта швидкохідності. Це можна пояснити більшим впливом частоти обертання кожуха при менших радіусах шнека на відцентрову силу, що діє на вантаж.

5. Проведено дослідження швидкостей сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом. Встановлено залежності величина кутової швидкості обертання кожуха від кута підйому витка для випадку ідеального транспортування, коли усереднене значення швидкості переміщення вантажу у конвеєрі незначно відхиляється від розрахункового значення швидкості, отриманого без врахування сил тяжіння. Встановлено, що величина підйому витка α має суттєвий вплив на частоту обертання кожуха, збільшення кута підйому витка від 5 до 20 град призводить до зростання частоти обертання кожуха на величину від 14 до 90 % від частоти обертання шнека. Також збільшення коефіцієнтів тертя між матеріалом та робочими органами від 0,5 до 1,1 підвищує необхідну частоту обертання кожуха на 43%.

6. На основі аналізу моделі руху сипкого вантажу поверхнями гвинтового конвеєра з обертовим кожухом в циліндричній системі координат встановлені умови забезпечення транспортування вантажу з його нульовим кутовим підйомом для горизонтального і полого нахиленого гвинтових конвеєрів, що призводить до збільшення продуктивності транспортування.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ОБЕРТОВИМИ КОЖУХАМИ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились для підтвердження теоретичних передумов та обґрунтування конструктивно-технологічних рішень. Основною метою досліджень було визначення раціональних технологічних параметрів гвинтових конвеєрів з обертовим кожухом та режимів робочого процесу. За результатами експериментів проводилась перевірка основних теоретичних положень.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- розроблення та виготовлення гвинтового конвеєра з обертовим кожухом для дослідження процесу транспортування сипких матеріалів з можливістю зміни основних робочих параметрів;
- проведення лабораторних досліджень для визначення залежностей продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека;
- статистичне оброблення результатів експериментів з метою визначення рівнянь регресій та емпіричних залежностей, що адекватно описують досліджувані процеси;
- проведення досліджень в умовах реального виробництва згідно встановлених норм.

Дослідження проводились в 2016 – 2017 роках в лабораторіях Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя та

частково у ФГ «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль» (фермерські господарства).

Продуктивність гвинтового конвеєра з обертовим кожухом визначалась безпосереднім зважуванням вантажу, переміщеного за одиницю часу. Потужність конвеєра оцінювалась за витратами електроенергії спеціальними пристроями, опис яких приведено нижче.

Для оцінки процесів транспортування гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та взаємодії матеріалу із робочими органами належну роль відведено візуальним спостереженням, для чого використовувались прозорі вмонтовані радіусні та площинні елементи.

3.2. Опис лабораторної установки для проведення експериментальних досліджень

З метою підвищення продуктивності транспортування і змішування сільськогосподарських вантажів гвинтовими механізмами актуальним залишається питання пошуку їх прогресивних конструкцій. До таких механізмів належать гвинтові конвеєри з обертовими кожухами, які дозволяють забезпечувати зрушення транспортуючого матеріалу з метою забезпечення необхідного тертя шнека з матеріалом та кожухом через матеріал. На основі проведеного патентного пошуку та аналізу наукових літературних джерел і проведеного синтезу [31] нами розроблено і запатентовано ряд конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами [96, 97], на базі яких нами спроектовано і виготовлено експериментальну установку, загальний вигляд якої представлено на рисунку 3.1 [134, 135].

Схему експериментальної установки для дослідження технологічних процесів транспортування та змішування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва та визначення силових і технологічних характеристик залежно від розходу електроенергії в автоматичному режимі в широких діапазонах частот обертання робочих органів з отриманням якісних даних представлено на рисунку 3.2, а робочі органи установки на рисунку 3.3.

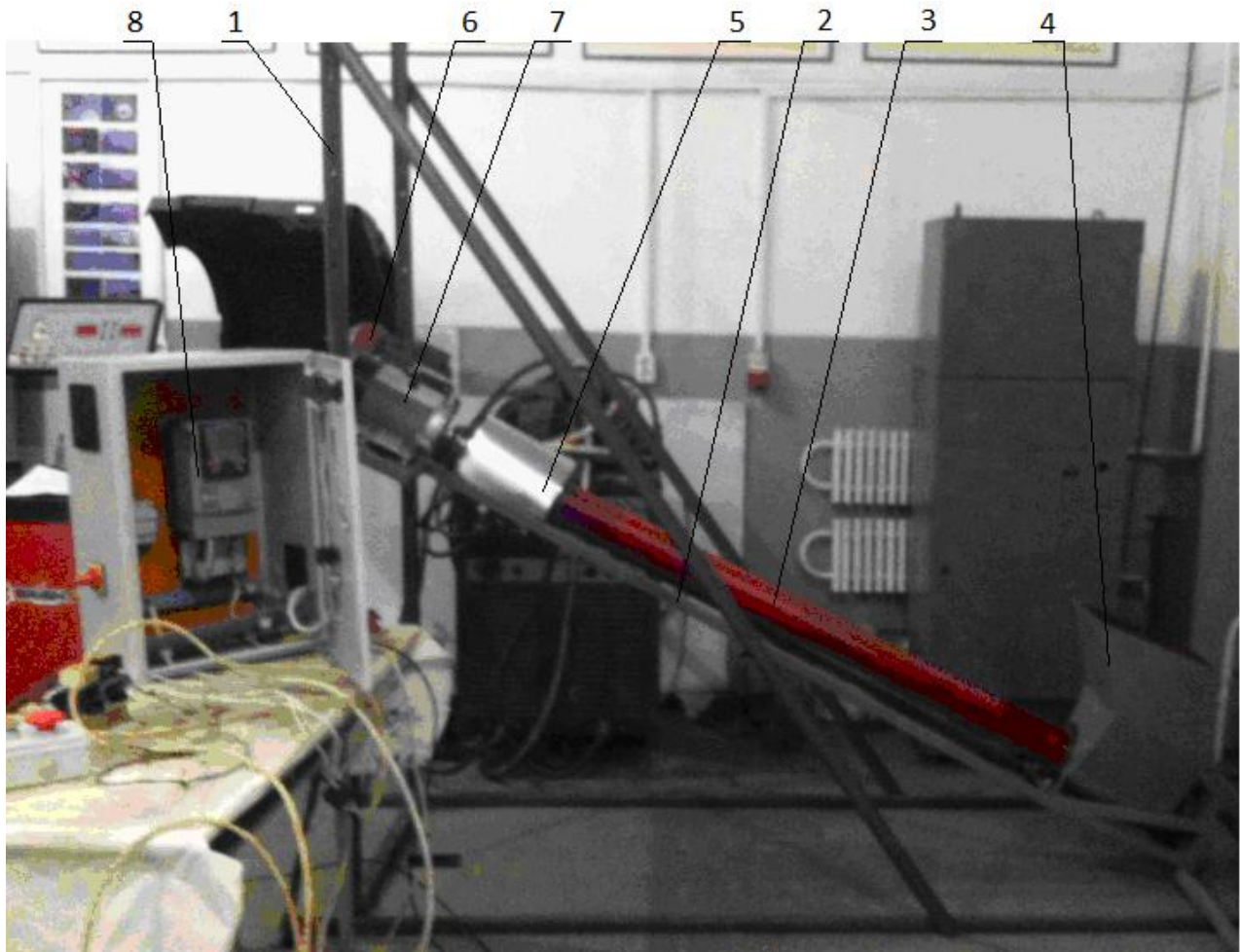


Рис. 3.1. Загальний вигляд експериментальної установки: 1 – опора регулювання висоти подачі вантажу; 2 - рама; 3 - обертовий кожух з шнеком; 4 – бункер; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – привід шнека; 7 – привід кожуха; 8 – пункт керування частотою обертання приводів

Експериментальну установку (рис. 3.1 - рис. 3.3) виконано у вигляді вала 9, до якого жорстко закріплено шнек 10, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю обертового руху. У верхній частині на нерухомій рамі 2 закріплено вивантажувальний патрубок 5, електродвигун 6, який через пасову передачу з'єднано з валом 1, та електродвигун 7, який через пасову передачу з'єднано з циліндричним обертовим кожухом 3. На нижній частині обертового кожуха 3, що знаходиться в бункері 4, закріплено завантажувальні лопатки 11. Нижній кінець вала 1 встановлено на підшипниковій опорі 12 в корпусі 14. Гвинтовий конвеєр встановлюється на опорі регулювання 1 висоти подачі вантажу та кута нахилу конвеєра відносно горизонту.

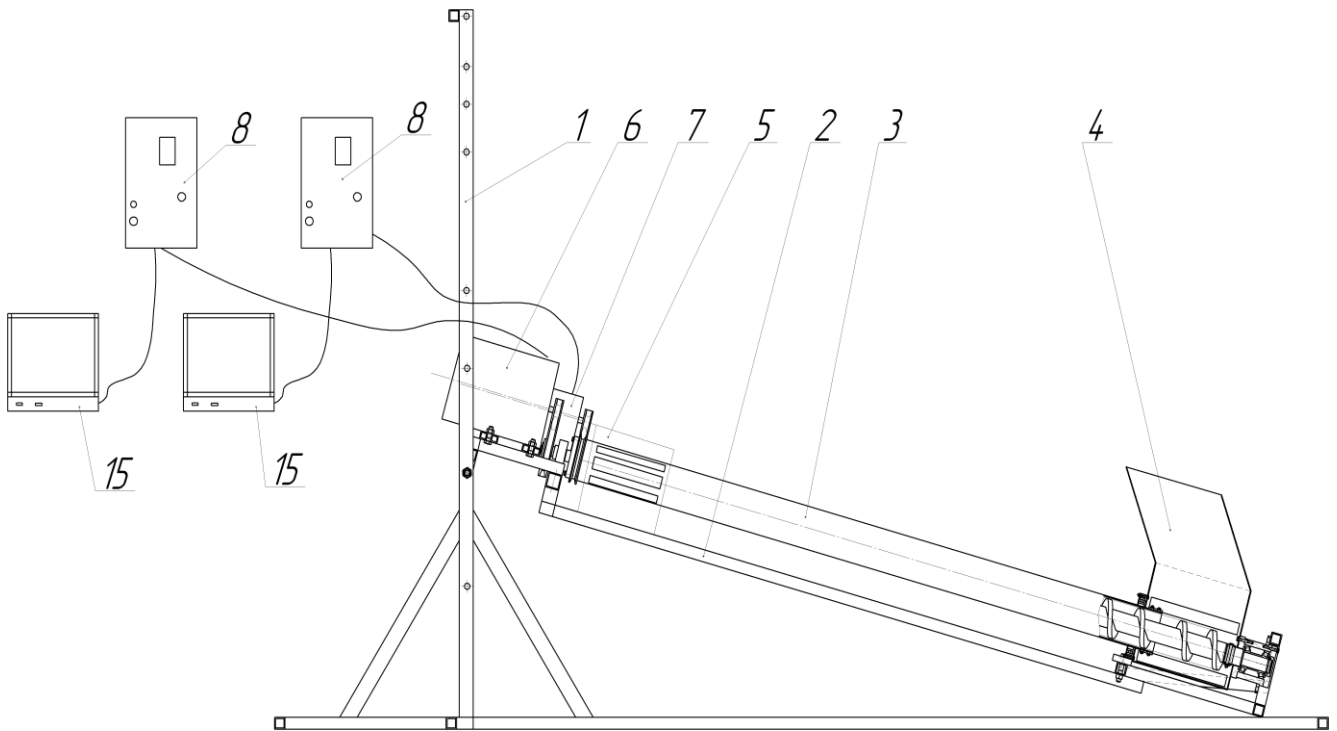


Рис. 3.2. Схема експериментальної установки для дослідження транспортування і змішування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовим кожухом

До електродвигунів 6 та 7 під'єднано перетворювачі частоти струму (Altivar 71), які встановлено у пункті керування частотою обертання приводів 8, якими через ПК 15 здійснюється керування роботою двигунів і гвинтового конвеєра загалом, при цьому є можливість плавного нарощування та зменшення частоти обертання кожуха 3 та шнека 10 в широких межах, що дозволяє виконувати дослідження згідно розробленої методики проведення експериментів.

Експериментальна установка може працювати у режимі прискореного транспортування вантажу та у режимі змішування сипких матеріалів. У першому випадку кожух 3 обертається проти напрямку обертання шнека 10, у другому випадку – у напрямку обертання шнека 10.

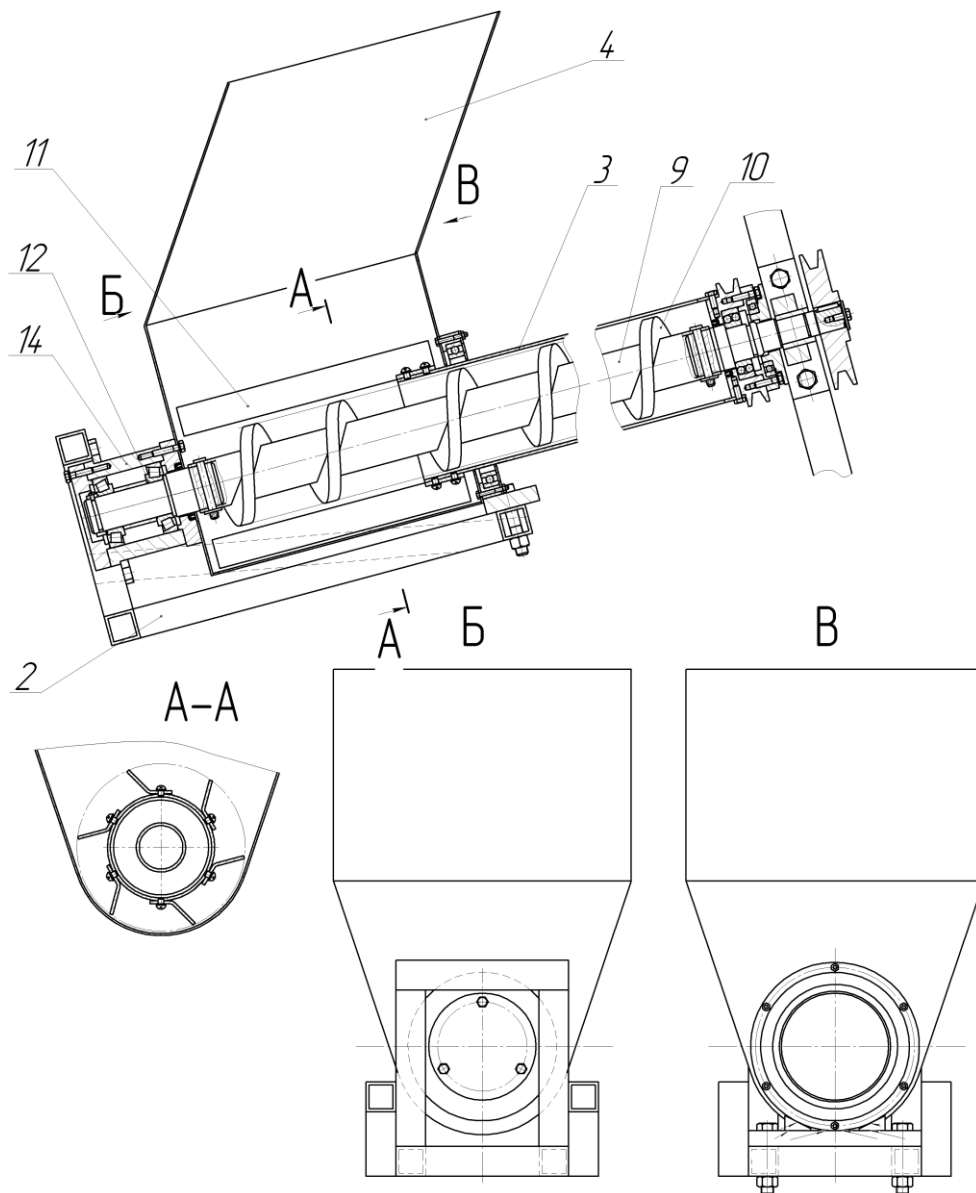


Рис. 3.3. Робочі органи експериментальної установки для дослідження транспортування і змішування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовим кожухом

Сипкий матеріал через бункер 4 потрапляє в кожух 3 на шнек 10, яким і здійснюється його транспортування. Обертовий рух шнек та кожух отримують через пасові передачі від двигунів 6 та 7, керування якими здійснюється з ПК 15 з фіксацією усіх необхідних даних у табличному чи графічному вигляді згідно розробленої методики проведення експериментальних досліджень. Завантажувальні лопатки 11 в установці можна прикріпляти різної конфігурації: кутові, спіральні, гвинтові з метою дослідження їх впливу на силові

характеристики і продуктивність конвеєра. Продуктивність гвинтового конвеєра при різних коефіцієнтах заповнення кожуха та частотах обертання шнека та кожуха визначається в автоматизованому режимі. Силові характеристики можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти та персонального комп'ютера.

При цьому є можливість вибирати ті характеристики, які необхідно досліджувати при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей. Фіксація даних проводиться із наперед заданою частотою. Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі на ПК здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводиться його запуск. Також при керуванні роботи двигуна є можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяє виконувати дослідження як в статиці, так і в динаміці. Крім того, існує можливість різкої зупинки та раптового включення реверсу вала двигуна. Точні дані про частоту обертання на валу двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою давача частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5), який підключено до ротора двигуна і перетворювача частоти. Для роботи експериментальної апаратури використовується програма PowerSuite версії 2.3.0 [63] для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar, в якій проводиться вибір тих характеристик, які необхідні були при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності із наперед заданою частотою.

Експериментальна установка дозволяє досліджувати:

1. Продуктивність, гвинтового конвеєра в режимі транспортування із обертанням кожуха в напрямку протилежному напрямку обертання шнека.

2. Продуктивність гвинтового конвеєра в режимі транспортування або змішування без обертанням кожуха.

3. Продуктивність гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека.

4. Продуктивність гвинтового конвеєра при застосуванні завантажувальних лопаток із обертанням кожуха в необхідному напрямку залежно від конструктивних особливостей завантажувальних лопаток.

5. Крутні моменти та потужності приводів обертання кожуха та шнека при всіх згаданих вище режимах роботи.

6. Сили тертя, що виникають між кожухом та транспортованим матеріалом.

7. Моменти пуску двигунів приводів обертання кожуха та шнека при застосуванні обертового руху кожуха та без такого після раптової вимушеної зупинки гвинтового конвеєра із завантаженим транспортованим матеріалом.

8. Температури нагрівання кожуха в режимах обертання та статички.

9. Якість змішування транспортованих матеріалів при роботі гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека.

10. Коефіцієнти завантаження гвинтового конвеєра та коефіцієнти, що враховують пересипання вантажу в зворотному напрямку при застосуванні обертового руху кожуха та завантажувальних лопаток.

При проведенні експериментів можна встановлювати та змінювати:

1. Частоту обертання шнека (різко чи в плавному режимі) від 0 до 1400 об/хв.

2. Частоту обертання кожуха (різко чи в плавному режимі) від 0 до 700 об/хв.

3. Кут нахилу гвинтового конвеєра відносно горизонту від 0 до 90 градусів.

4. Кількість і форму лопаток від 1 до 6 шт.

5. Кут нахилу лопаток від 15 до 60 градусів.

З допомогою розробленої та виготовленої експериментальної установки можна виконувати дослідження із перевірки гіпотез про:

- підвищення продуктивності транспортування матеріалу при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека, за рахунок створення додаткової відцентрової сили та підвищення осьової швидкості транспортованого матеріалу;
- зменшення крутного моменту пуску електродвигуна приводу шнека після раптової зупинки, коли його запуск відбувається при обертанні кожуха, за рахунок зміни статичного коефіцієнта тертя між матеріалом та кожухом на динамічний коефіцієнт тертя;
- підвищення якості змішування транспортованих матеріалів при роботі гвинтового конвеєра в режимі змішування із обертанням кожуха в напрямку обертання шнека, за рахунок збільшення градієнту нерівномірності швидкості переміщення шарів транспортованого матеріалу;
- підвищення коефіцієнта завантаження гвинтового конвеєра за рахунок використання завантажувальних лопаток, які дозволяють створювати силу подачі матеріалу, що врівноважує, або перевищує відцентрову силу на шнеку у завантажувальному бункері;
- зниження коефіцієнта, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку при застосуванні обертового руху кожуха за рахунок створення додаткових примусових сил тертя, напрямлених протилежно напрямку пересипання вантажу;
- зниження температури нагрівання кожуха в режимі обертання за рахунок примусового охолодження в повітрі.

Для роботи експериментальної установки використовувалась програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar, в якій проводився вибір тих характеристик, які необхідні при проведенні експериментів. В процесі проведення досліджень вони відображались на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності із наперед заданою частотою (рис. 3.4).

За допомогою програми PowerSuite також здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і напрям його обертання. Частота обертання

задавалась у вікні осцилографа в ПК у вигляді кратних чисел 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 ... Гц, що відповідало визначеній швидкості обертання шнека транспортера.

Частоту обертання вала електродвигуна визначали за формулою:

$$n_d = n_n \times ЧМ_3 / 50, \quad (3.1)$$

де n_n – номінальна кількість обертів ротора електродвигуна, об/хв.; $ЧМ_3$ - частота струму, що подається на двигун, Гц.

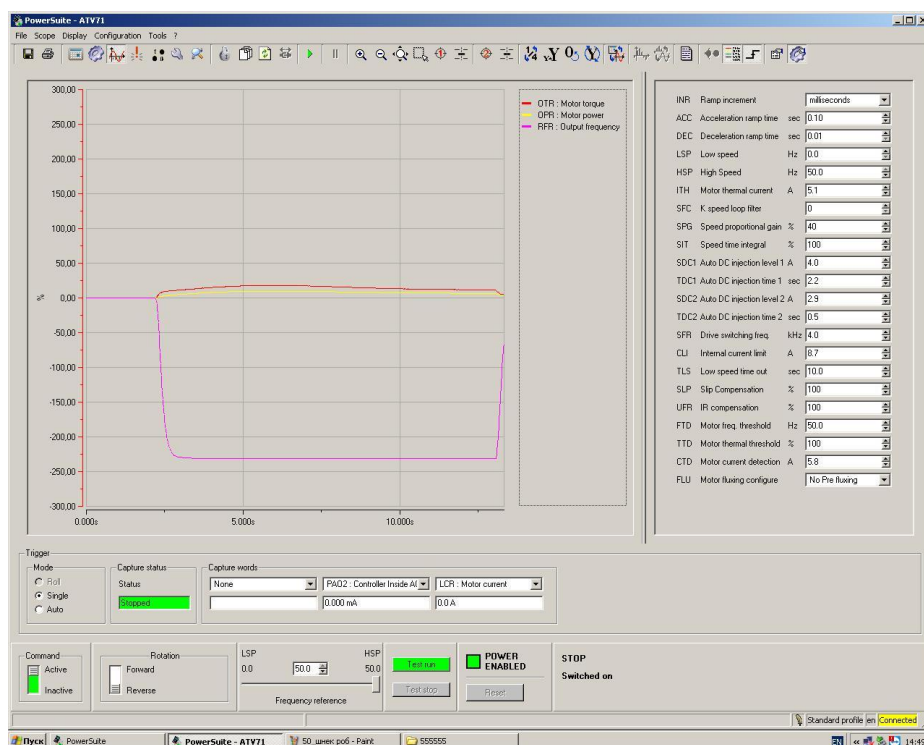


Рис. 3.4. Відображення на моніторі результатів експериментів

Величину вхідної потужності отримували у відсотках від номінальної потужності двигуна із даних, що знімалися на ПЕОМ з допомогою програмного забезпечення PowerSuite версії 2.3.0. Витрати потужності на привід конвеєра визначали за залежністю:

$$N = N_{\%} N_{ном} / 100\%, \quad (3.2)$$

де $N_{\%}$ – відсоткове співвідношення потужності електродвигуна при проведенні

дослідження в певний момент часу, яке отримується з табличних чи графічних даних програмного забезпечення, %; $N_{ном}$ – номінальна потужність електродвигуна, (2,2 кВт – на приводі шнека, 1,5 кВт – на приводі кожуха).

Розглянемо детальніше програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0, яке призначене для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar, пристроїв плавного пуску Altistart 48, сервоприводів Lexium та інтелектуальних пускачів [63] TeSysU виробництва компанії Schneider Electric за допомогою персонального або кишенькового комп'ютера через послідовний інтерфейс без використання робочого терміналу. Програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0 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 значну 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.

Основними перевагами даної версії програмного забезпечення перед аналогами є:

- можливість налаштування всіх сімейств електроприводів, що випускаються компанією;
- наявність віртуального осцилографа;

- можливість одночасного відкриття декількох конфігурацій параметрів (в т.ч. різних пристроїв);
- можливість налаштування комунікаційних параметрів.

Підключення пристрою до ПК здійснюється за допомогою кабелю зв'язку VW3-A8106, з'єднує роз'єм на лицьовій панелі пристрою (доступний при знятому робочому терміналі) і СОМ-порт ПК. Приєднання ПК до пристрою проводиться з головного вікна Power-Suite за допомогою кнопки Connect після вибору віртуального пристрою в папці My device до відкриття вікна конфігурації. Якщо віртуальний пристрій перед приєднанням не було обрано, приєднане фізичний пристрій розпізнається автоматично. Після натискання кнопки Connect відбувається завантаження конфігурації з пристрою і активізація панелі управління.

3.3. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом на його продуктивність, потужність на приводі шнека, потужність на приводі кожуха, сумарну потужність на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрати під час транспортування кукурудзи, пшениці та ячменю (параметри оптимізації Q , $N_{ш}$, $N_{к}$, $N_{с}$, w) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ , тобто $Q=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{ш}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{к}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{с}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $w=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з

використанням загальновідомих методик регресійного аналізу [2, 112]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

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

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [2]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.3)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторів. Нульовий рівень або середнє значення кожного вхідного фактору визначали за формулою [2]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (3.4)$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору; X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору; X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Інтервали варіювання факторами [2]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (3.5)$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [112].

Продуктивність заміряли за допомогою електронних ваг. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення даних експерименту.

Функцію відгуку, тобто продуктивність $Q=f(n_{ш}, n_{к}, \gamma)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1.

Побудову даної таблиці проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- частота обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_1 ;
- частота обертання кожуха $n_{к}$, яку кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу конвеєра γ , який кодували індексом x_3 .

Зовнішній діаметр шнека дорівнює 96 мм, довжина робочої частини шнека 1,7 м, крок витків шнека T відповідає коефіцієнту кроку $k_T = 1$ і дорівнює 96 мм, діаметр вала шнека 40 мм.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	$n_{ш}$, об/хв.	x_1	200	700 (+1)	500 (0)	300 (-1)
Частота обертання кожуха	$n_{к}$, об/хв.	x_2	280	760 (+1)	480 (0)	200 (-1)
Кут нахилу конвеєра	γ , град	x_3	11	36 (+1)	25 (0)	14 (-1)

Частоти обертання шнека $n_{ш}$ та кожуха $n_{к}$ вибирали із умови забезпечення високої продуктивності транспортування матеріалу, а також максимально допустимих частот обертання роторів приводних двигунів та передаточних відношень пасових передач.

За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра. Оскільки одним із завдань досліджень є підвищення продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, за результати попередніх досліджень продуктивності такого конвеєра змінено результати кодування факторів та рівні їх варіювання для дослідження потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха та питомих енерговитрат, що наведено у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні потужностей на приводах та питомих енерговитрат

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	$n_{ш}$, об/хв	x_1	140	700(+1)	560(0)	420(-1)
Частота обертання кожуха	n_k , об/хв	x_2	156	624(+1)	468(0)	312(-1)
Кут нахилу конвеєра	γ , град	x_3	11	36(+1)	25 (0)	14(-1)

Після кодування вхідних факторів склали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загальної кількості дослідів $N_1 = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у таблиці (додаток А).

З метою достовірної оцінки експериментальних даних, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою викладеною у праці [2]; при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратичного полінома, який описує реальний експериментальний процес:

$$\eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.6)$$

де η - експериментальне значення продуктивності, т/год. або потужності на приводах, кВт; або питомих енерговитрат кВт·год/т·м
 $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів; $x_i; x_1, x_2, x_3$ - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [112]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N_1}; \quad (3.7)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N_1}, \quad (3.8)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту;
 \bar{y}_u - середній результат u -го дослідження; u - порядковий номер дослідження; i - номер фактору; j, k - номер фактору, відмінного від i -го; N_1 - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за

t - критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [45]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.9)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N_1} \sum_{u=1}^{N_1} S_u^2, \quad (3.10)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.11)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{N_1 n}}, \quad (3.12)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [112].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N_1. \quad (3.13)$$

Якщо умова значимості (3.12) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймає рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали

за F - критерієм Фішера наступним чином [112]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N_1 - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.14)$$

де $N_1 - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності; g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії; \bar{y}_u - середнє значення відгуку в u -му досліді; \tilde{y}_u - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.15)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [112]: $f_{ag} = N_1 - g$ та $f_y = N_1(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (3.16)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N_1 - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N_1(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів

експериментальних досліджень для ПК, будували поверхні відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”.

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту та одержаних результатів експериментів, пов’язаних із дослідженнями продуктивності та сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра, визначали питомі енерговитрати конвеєра за формулою:

$$w = \frac{N_c}{QL}. \quad (3.17)$$

Довжина робочої частини шнека складала $L = 1,7$ м. $N_c = N_{ш} + N_k$.

3.4. Висновки

1. Представлено програму і методику проведення експериментальних досліджень, якою передбачено визначення основних конструктивних та енергосилових параметрів положонахилених гвинтових конвеєрів із обертовим кожухом.

2. Розроблено і виготовлено стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами (продуктивності, потужностей на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат) під час транспортування сипких матеріалів в напівавтоматизованому режимі з використанням ПЕОМ та перетворювачів частоти серії Altivar в діапазонах частот обертання шнека від 0 до 700 об/хв., обертання кожуха від 0 до 760 об/хв. та кута нахилу до горизонталі від 0 до 36° з можливістю незалежної зміни обертання шнека та кожуха в протилежні напрямки, та з можливістю одночасного заміру параметрів потужності приводів вказаних конструктивних елементів.

3. Представлено методику визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів нахиленого гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

на його продуктивність, потужність на приводі шнека, потужність на приводі кожуха, сумарну потужність на приводах шнека та кожуха, питомі енерговитрати гвинтового конвеєра з обертовим кожухом під час транспортування кукурудзи, пшениці та ячменю (параметри оптимізації Q , $N_{ш}$, $N_{к}$, $N_{с}$, w) від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ , тобто $Q=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{ш}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{к}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $N_{с}=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$, $w=f(n_{ш},n_{к},\gamma)$.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

Продуктивність заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами 3.7, 3.8 і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.1.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності залежно від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, кута нахилу конвеєра γ , тобто $Q_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, n_{к}, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодovаних величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,88 + 3,373x_1 + 0,487x_2 - 0,29x_3 + 0,181x_1x_2 - 0,109x_1x_3 - 0,006x_2x_3 + 0,139x_1^2 - 0,451x_2^2 - 0,226x_3^2; \quad (4.1)$$

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 9,34 + 3,55x_1 + 0,513x_2 - 0,306x_3 + 0,191x_1x_2 - 0,114x_1x_3 - 0,006x_2x_3 + 0,152x_1^2 - 0,473x_2^2 - 0,238x_3^2; \quad (4.2)$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 7,127 + 2,708x_1 + 0,392x_2 - 0,232x_3 + 0,144x_1x_2 - \quad (4.3)$$

$$-0,086x_1x_3 - 0,0037x_2x_3 + 0,11x_1^2 - 0,36x_2^2 - 0,18x_3^2,$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення частоти обертання кожуха; x_3 - кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	8,88	3,373	0,487	-0,29	0,181	-0,109	-0,006	0,139	-0,451	-0,226
пшениця	9,34	3,55	0,513	-0,306	0,191	-0,114	-0,006	0,152	-0,473	-0,238
ячмінь	7,127	2,708	0,392	-0,232	0,144	-0,086	-0,0037	0,11	-0,36	-0,18

Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.1), (4.2), (4.3) є значущими.

Відповідно у натуральних величина рівняння регресії (4.1), (4.2), (4.3) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування кукурудзи:

$$Q_{(n_{ш}, n_{к}, \gamma)} = -1,22 + 1,31 \cdot 10^{-2} n_{ш} + 5,69 \cdot 10^{-3} n_{к} + 9,28 \cdot 10^{-2} \gamma + 3,23 \cdot 10^{-6} n_{ш} n_{к} - \quad (4.4)$$

$$-4,95 \cdot 10^{-5} n_{ш} \gamma - 2,04 \cdot 10^{-6} n_{к} \gamma + 3,48 \cdot 10^{-6} n_{ш}^2 - 5,79 \cdot 10^{-6} n_{к}^2 - 1,87 \cdot 10^{-3} \gamma^2;$$

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(n_{ш}, n_{к}, \gamma)} = -1,242 + 1,36 \cdot 10^{-2} n_{ш} + 5,969 \cdot 10^{-3} n_{к} + 9,741 \cdot 10^{-2} \gamma + 3,41 \cdot 10^{-6} n_{ш} n_{к} - \quad (4.5)$$

$$-5,182 \cdot 10^{-5} n_{ш} \gamma - 2,029 \cdot 10^{-6} n_{к} \gamma + 3,8 \cdot 10^{-6} n_{ш}^2 - 6,03 \cdot 10^{-6} n_{к}^2 - 1,967 \cdot 10^{-3} \gamma^2;$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(n_{ш}, n_{к}, \gamma)} = -0,974 + 1,053 \cdot 10^{-2} n_{ш} + 4,55 \cdot 10^{-3} n_{к} + 7,342 \cdot 10^{-2} \gamma + 2,571 \cdot 10^{-6} n_{ш} n_{к} - \quad (4.6)$$

$$-3,909 \cdot 10^{-5} n_{ш} \gamma - 1,218 \cdot 10^{-6} n_{к} \gamma + 2,75 \cdot 10^{-6} n_{ш}^2 - 4,592 \cdot 10^{-6} n_{к}^2 - 1,488 \cdot 10^{-3} \gamma^2.$$

Отримані рівняння регресії (4.3-4.4) та (4.4-4.6) можуть бути використані для визначення продуктивності конвеєрів Q залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування

кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів:

$$300 \leq n_{ш} \leq 700 \text{ (об/хв)}; 200 \leq n_k \leq 760 \text{ (об/хв)}; 14 \leq \gamma \leq 36 \text{ (град)}.$$

За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів продуктивності Q як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення продуктивності є: фактори x_1 , x_2 , ($n_{ш}$, n_k) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (γ) призводить до зниження продуктивності на 5,9% (рис. 4.1). При цьому збільшення величини фактора $x_2(n_k)$ призводить до збільшення продуктивності на 9,8%.

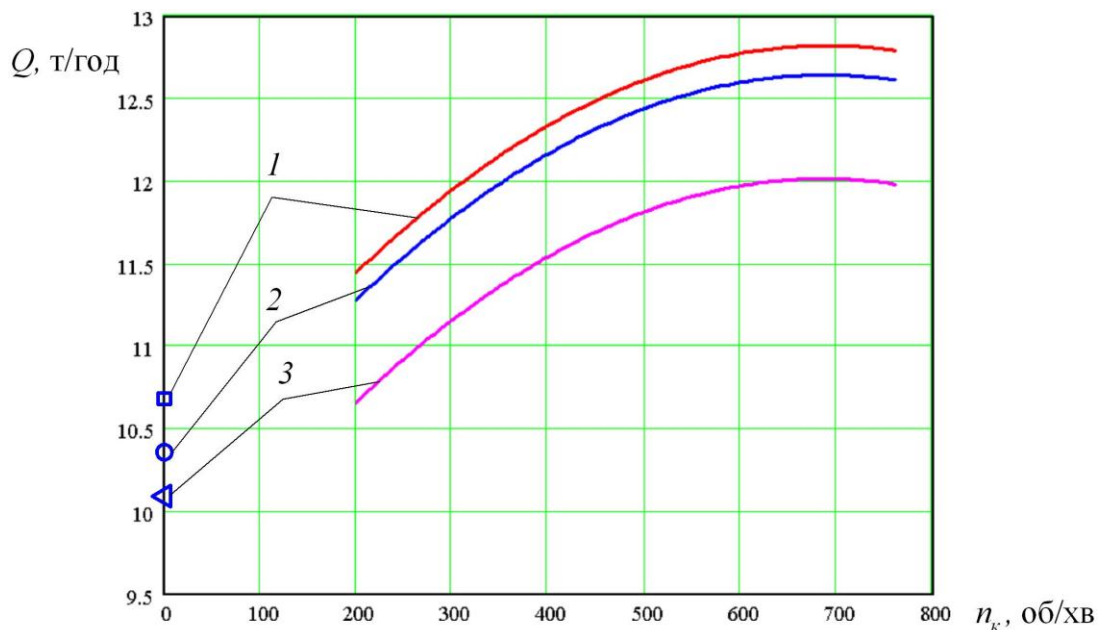


Рис. 4.1. Графіки залежності продуктивності гвинтового конвеєра від частоти обертання кожуха конвеєра під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n_{ш}=700$ об/хв.):
1) $\gamma=14$ град; 2) $\gamma=25$ град; 3) $\gamma=36$ град

В загальному для збільшення продуктивності необхідно збільшувати частоту обертання шнека та зменшувати кут нахилу конвеєра.

Графічні значення результатів залежності продуктивності, одержаної з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рис. 4.2 – 4.5.

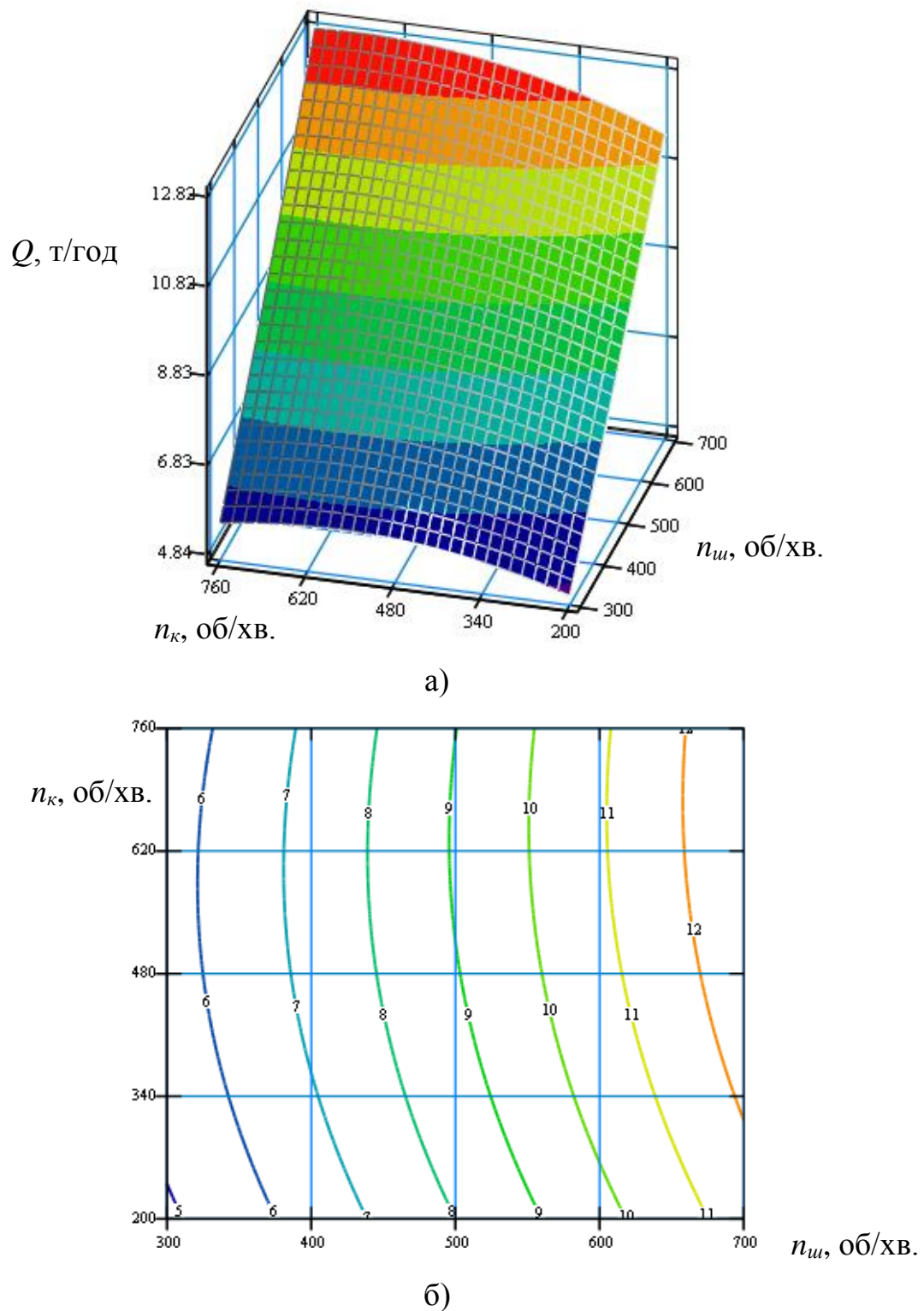
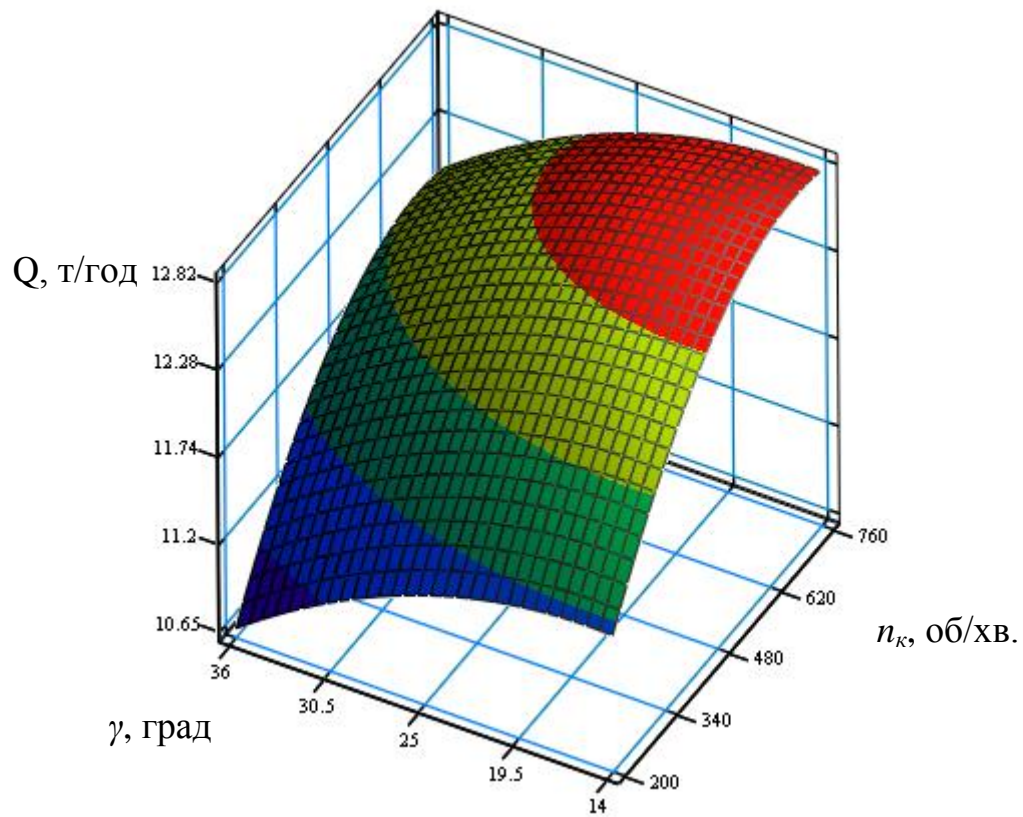
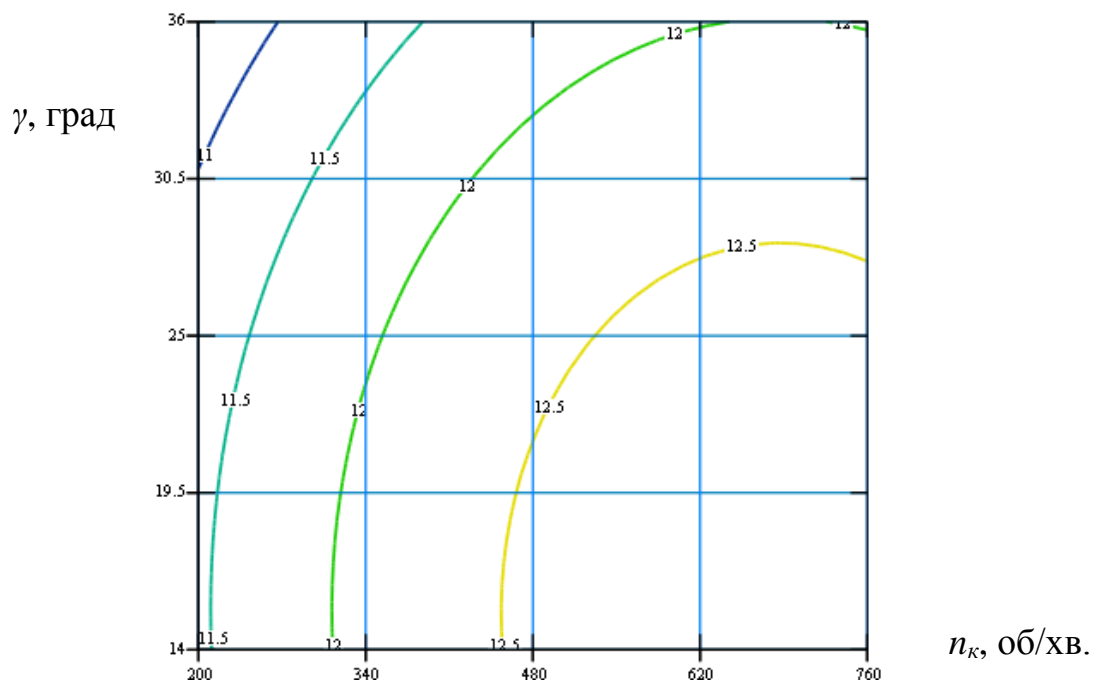


Рис. 4.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n_{sh}, n_k)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град.)

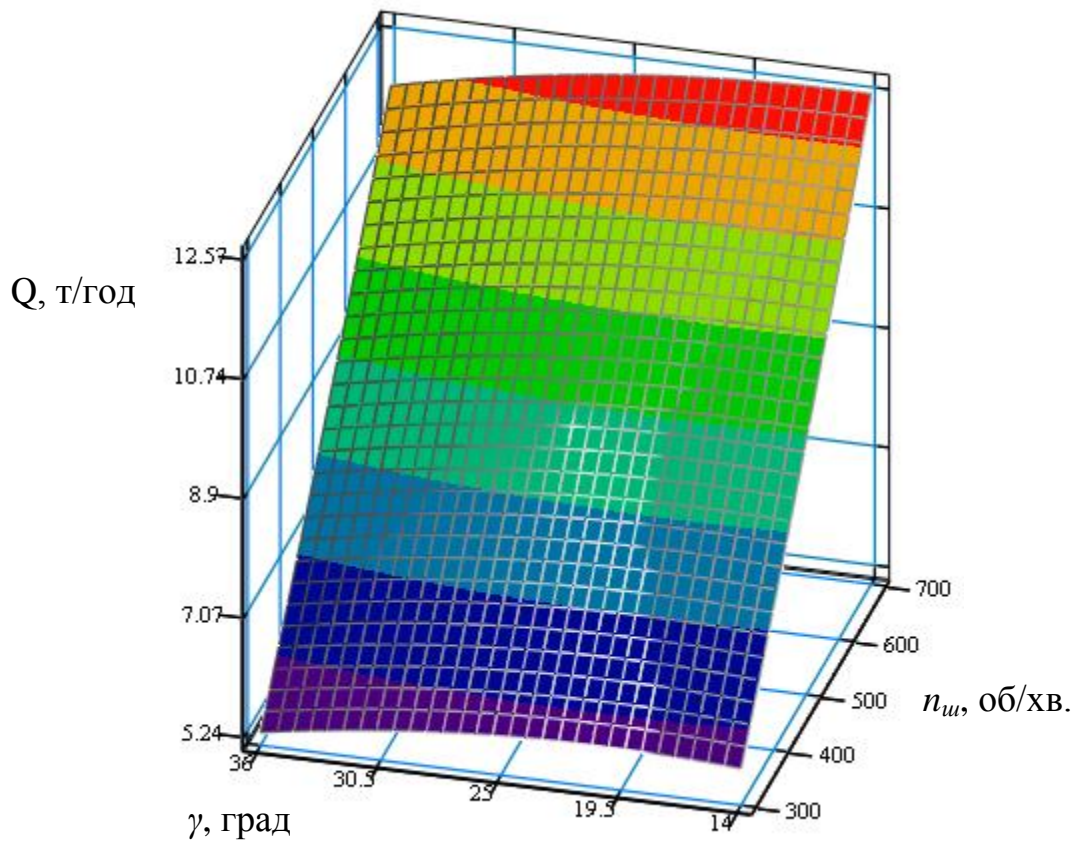


а)

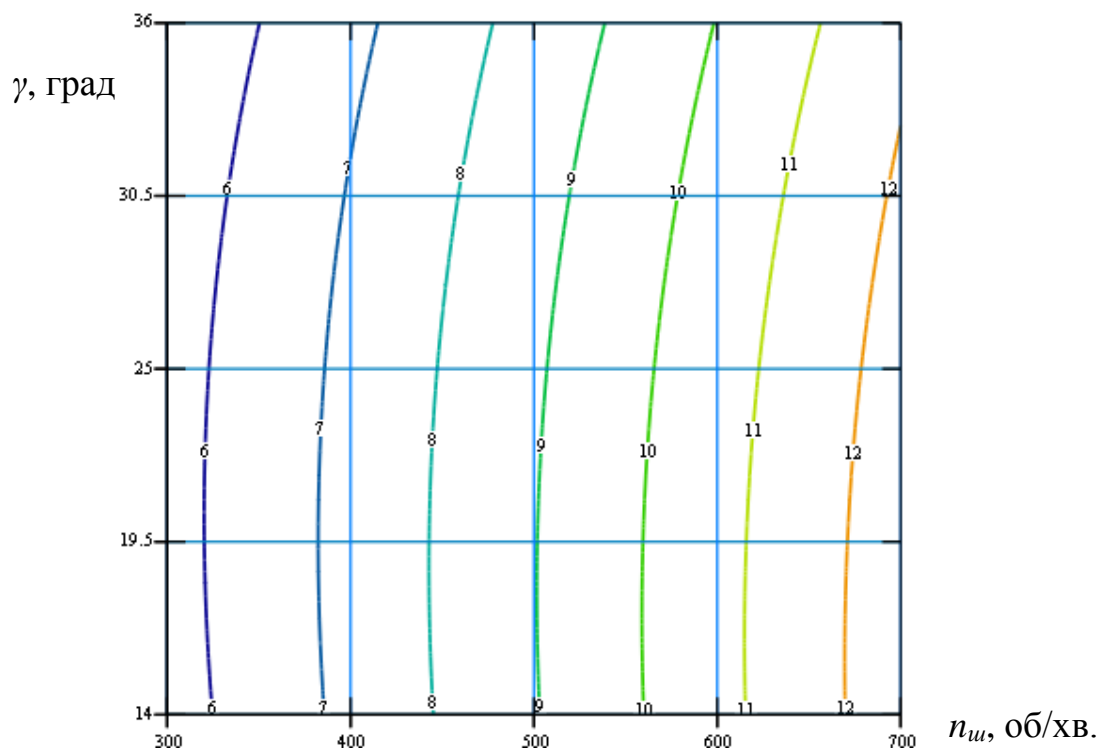


б)

Рис. 4.3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n_k, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n_{ur}=700$ об/хв.)

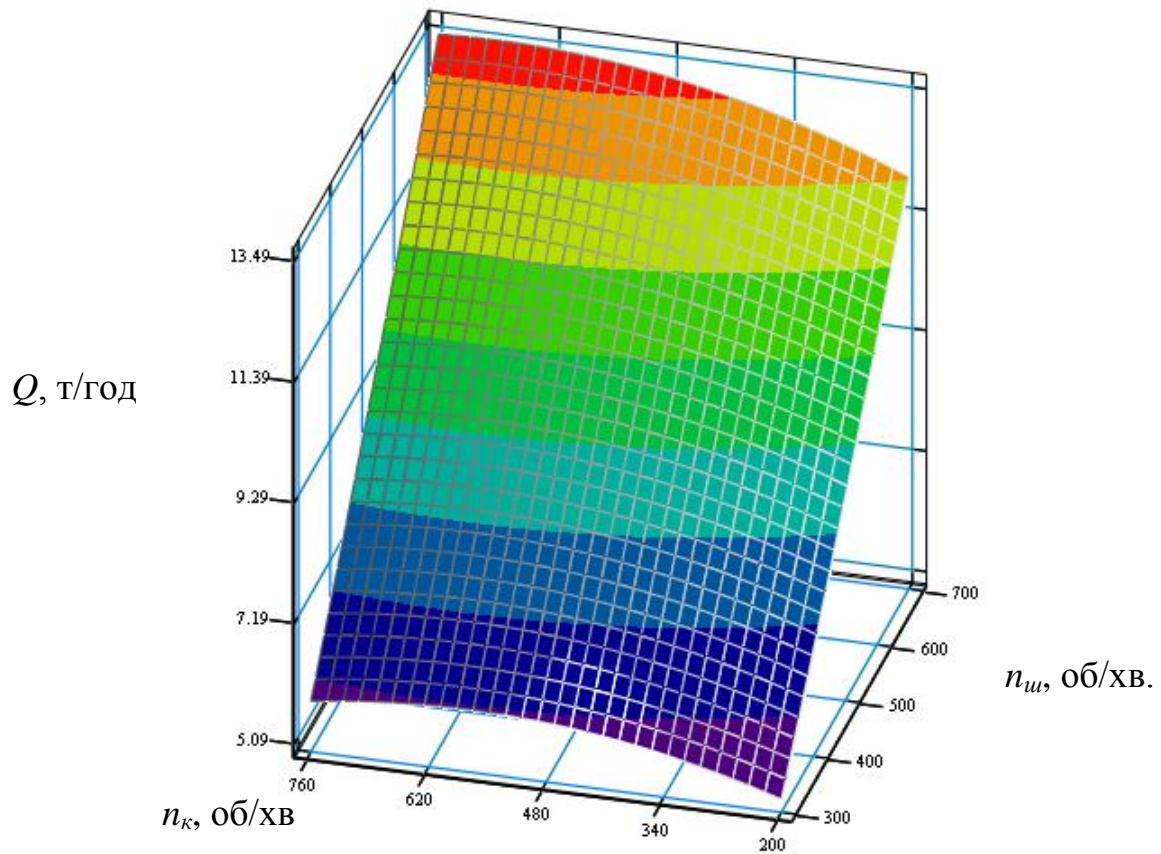


а)

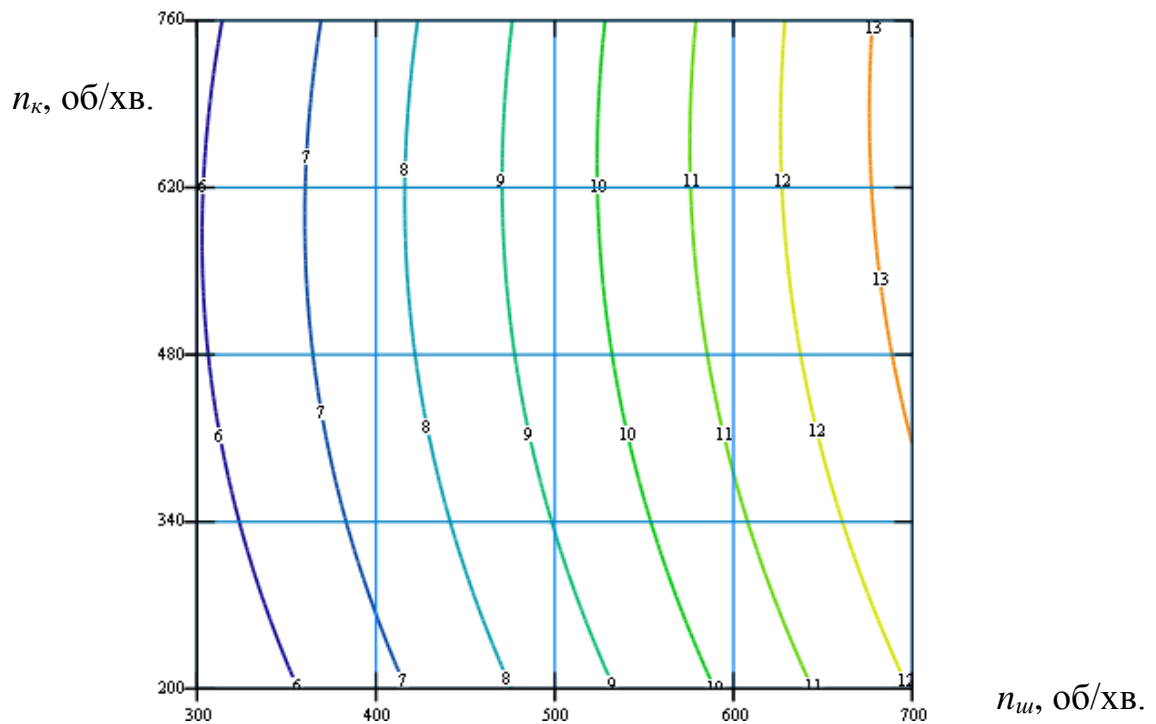


б)

Рис. 4.4. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n_w, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_k=480$ об/хв.)



а)



б)

Рис. 4.5. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n_w, n_k)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град)

З рисунків 4.1 - 4.5 видно, що із збільшенням частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха величина продуктивності зростає, при чому найбільша продуктивність досягається під час транспортування пшениці і становить 13,49 т/год. Мінімальне значення продуктивності для транспортування кукурудзи складає 4,84 т/год. при мінімальних частотах обертання шнека та кожуха.

За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв., оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра. Найбільший приріст продуктивності забезпечує збільшення частоти обертання шнека.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 14%.

4.2. Результати експериментальних досліджень потужності на приводі шнека гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність потужності на приводі шнека нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

Потужність на приводі заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами 3.7, 3.8 і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.2.

Загальний вигляд рівняння регресії потужності на приводі шнека гвинтового

конвеєра залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ , тобто $N_{ш(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, n_{к}, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодovаних величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{ш(x_1, x_2, x_3)} = 0,251 + 0,066x_1 + 0,025x_2 + 0,013x_3 + 3,75 \cdot 10^{-3} x_1 x_2 + 3,75 \cdot 10^{-3} x_1 x_3 + 1,25 \cdot 10^{-3} x_2 x_3 + 2,7 \cdot 10^{-3} x_1^2 + 5,2 \cdot 10^{-3} x_2^2 - 2,3 \cdot 10^{-3} x_3^2; \quad (4.7)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{ш(x_1, x_2, x_3)} = 0,264 + 0,069x_1 + 0,026x_2 + 0,014x_3 + 3,94 \cdot 10^{-3} x_1 x_2 + 3,94 \cdot 10^{-3} x_1 x_3 + 1,31 \cdot 10^{-3} x_2 x_3 + 2,8 \cdot 10^{-3} x_1^2 + 5,42 \cdot 10^{-3} x_2^2 - 2,5 \cdot 10^{-3} x_3^2; \quad (4.8)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{ш(x_1, x_2, x_3)} = 0,202 + 0,053x_1 + 0,02x_2 + 0,01x_3 + 3,02 \cdot 10^{-3} x_1 x_2 + 3,02 \cdot 10^{-3} x_1 x_3 + 1,01 \cdot 10^{-3} x_2 x_3 + 2,1 \cdot 10^{-3} x_1^2 + 4,14 \cdot 10^{-3} x_2^2 - 1,9 \cdot 10^{-3} x_3^2, \quad (4.9)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення частоти обертання кожуха; x_3 - кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.2

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	0,251	0,066	0,025	0,013	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$1,25 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$5,2 \cdot 10^{-3}$	-0,0023
пшениця	0,264	0,069	0,026	0,014	$3,94 \cdot 10^{-3}$	$3,94 \cdot 10^{-3}$	$1,31 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$5,42 \cdot 10^{-3}$	-0,0025
ячмінь	0,202	0,053	0,02	0,01	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$1,01 \cdot 10^{-3}$	$2,1 \cdot 10^{-3}$	$4,14 \cdot 10^{-3}$	-0,0019

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.7 - 4.9) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [112]. Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.7), (4.8), (4.9) є значущими.

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.7 - 4.9) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{ш(n_{ш},n_{к},\gamma)} = 0,0482 + 1,76 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 1,54 \cdot 10^{-4} n_{к} + 4,28 \cdot 10^{-4} \gamma + 1,72 \cdot 10^{-7} n_{ш} n_{к} + 2,44 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 7,28 \cdot 10^{-7} n_{к} \gamma + 1,38 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 2,14 \cdot 10^{-7} n_{к}^2 - 1,9 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (4.10)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{ш(n_{ш},n_{к},\gamma)} = 0,0625 + 2,02 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 1,51 \cdot 10^{-4} n_{к} + 6,57 \cdot 10^{-4} \gamma + 1,80 \cdot 10^{-7} n_{ш} n_{к} + 2,56 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 7,63 \cdot 10^{-7} n_{к} \gamma + 1,42 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 2,23 \cdot 10^{-7} n_{к}^2 - 2,04 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (4.11)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{ш(n_{ш},n_{к},\gamma)} = 0,0480 + 1,58 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 1,15 \cdot 10^{-4} n_{к} + 4,38 \cdot 10^{-4} \gamma + 1,38 \cdot 10^{-7} n_{ш} n_{к} + 1,96 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 5,89 \cdot 10^{-7} n_{к} \gamma + 1,07 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 1,70 \cdot 10^{-7} n_{к}^2 - 1,57 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (4.12)$$

Отримані рівняння регресії (4.7-4.9) та регресійні залежності (4.10-4.12) можуть бути використані для визначення потужності $N_{ш}$ на приводі шнеків гвинтових конвеєрів із обертовим кожухом залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів:

$$420 \leq n_{ш} \leq 700 \text{ (об/хв)}; 312 \leq n_{к} \leq 624 \text{ (об/хв)}; 14 \leq \gamma \leq 36 \text{ (град)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів конвеєрів на потужність приводу шнека, тобто встановлення залежності потужності приводу від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці використовували програмне забезпечення Statistica-6.0 для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів потужності $N_{ш}$ як

функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення потужності є фактор $x_1(n_{ш})$ і в меншій мірі фактори $x_2(n_k)$, та $x_3(\gamma)$ та комбінації цих факторів.

Графічні значення результатів залежності потужності на приводі шнека, одержаної з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рис. 4.6 – рис. 4.10.

З рисунків 4.6 - 4.10 видно, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина потужності на приводі шнека зростає, при чому найбільша потужність 0,38 кВт досягається під час транспортування пшениці. Максимальна потужність на приводі шнека гвинтового конвеєра з обертовим кожухом для транспортування кукурудзи складає 0,37 кВт, а мінімальна – 0,16 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k , від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека від 14 до 16%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту потужності від 8 до 10%.

Також за результатами досліджень встановлено (рис. 4.10), що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра призводить до зниження потужності на приводі шнека від 16 до 30% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження потужності на приводі шнека досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 17%.

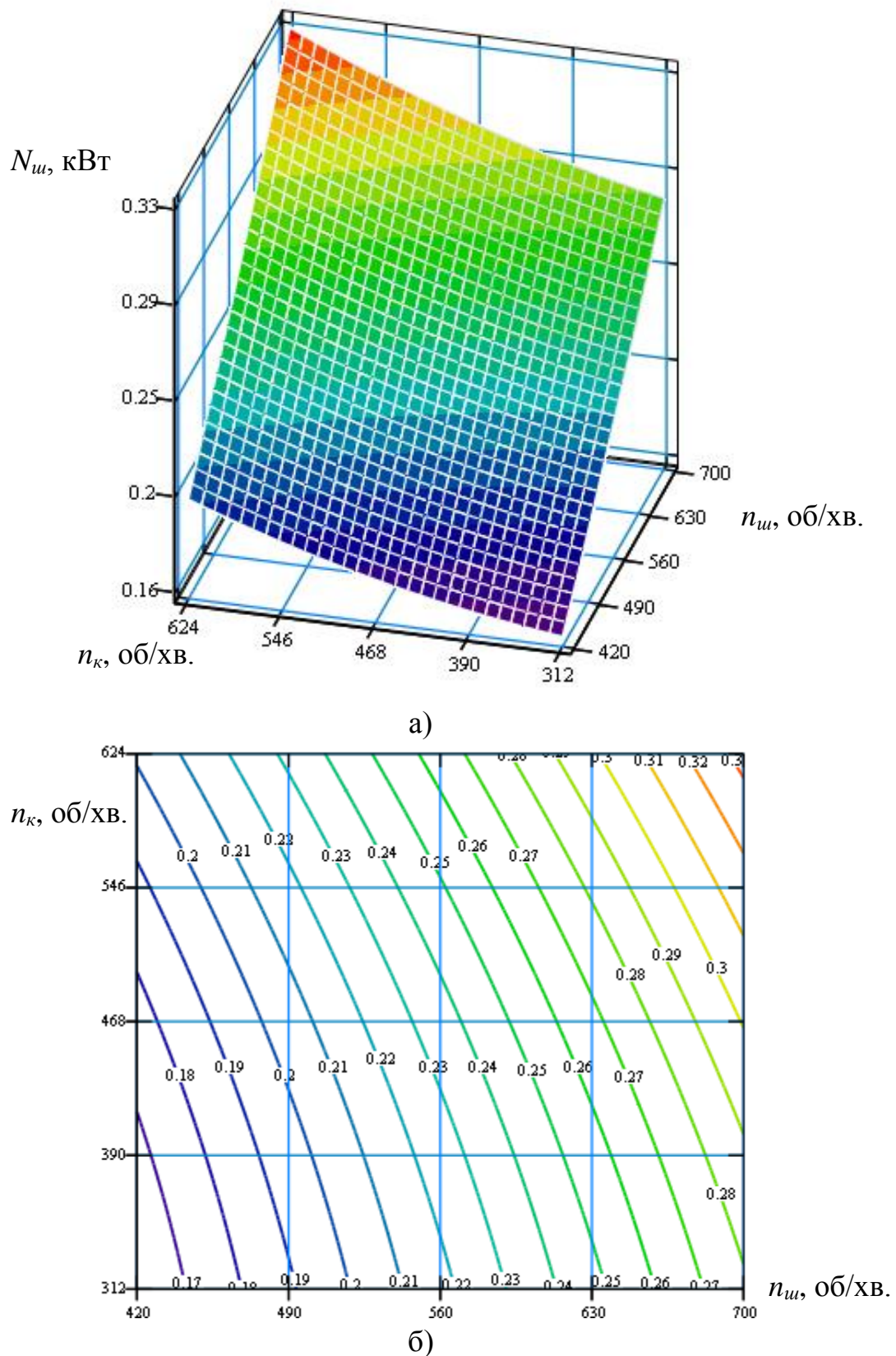
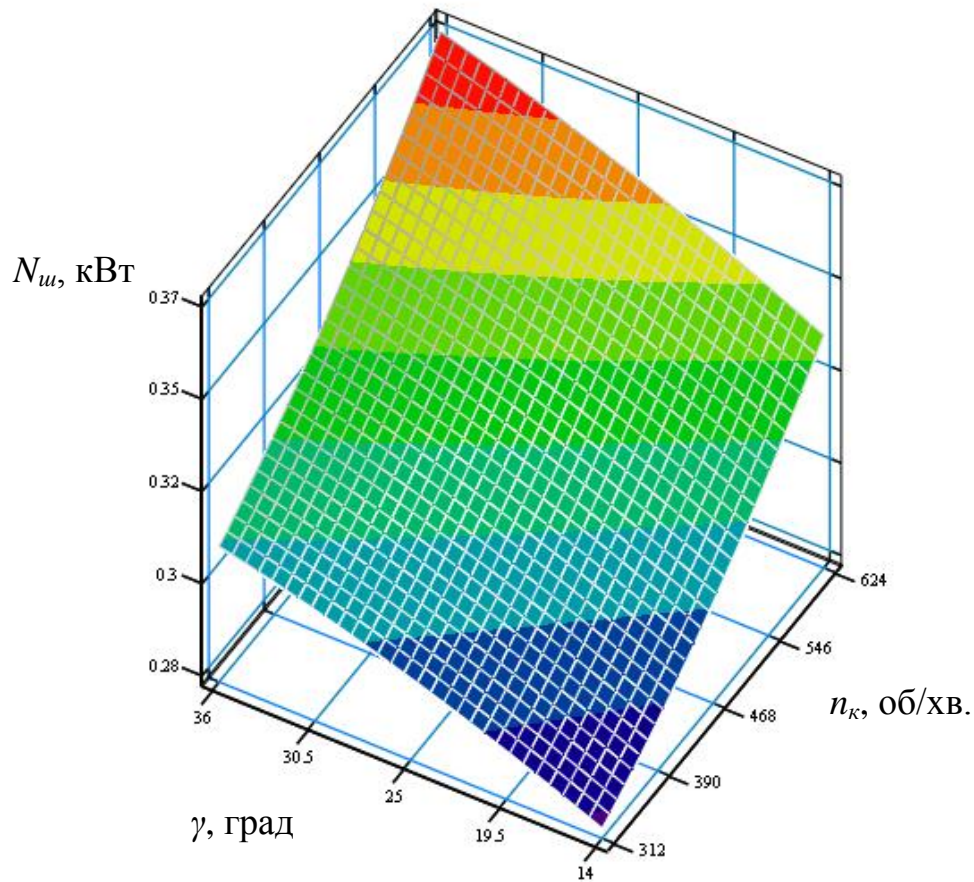
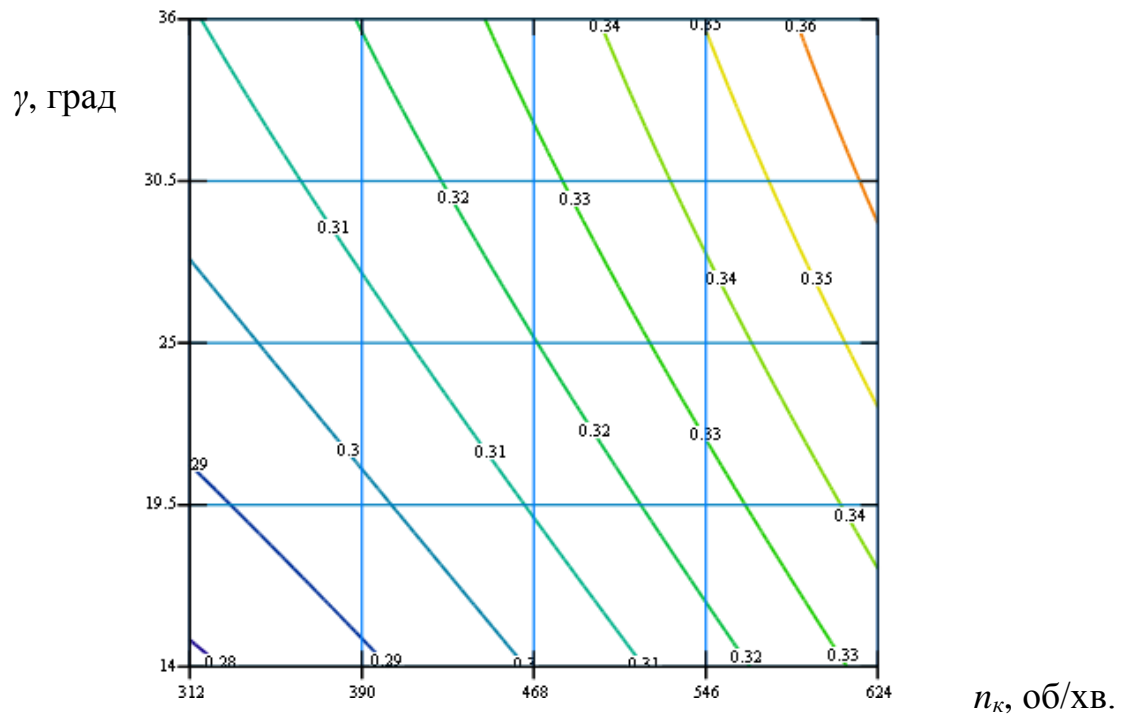


Рис. 4.6. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі шнека конвеєра $N_{u(n_u, n_k)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град)

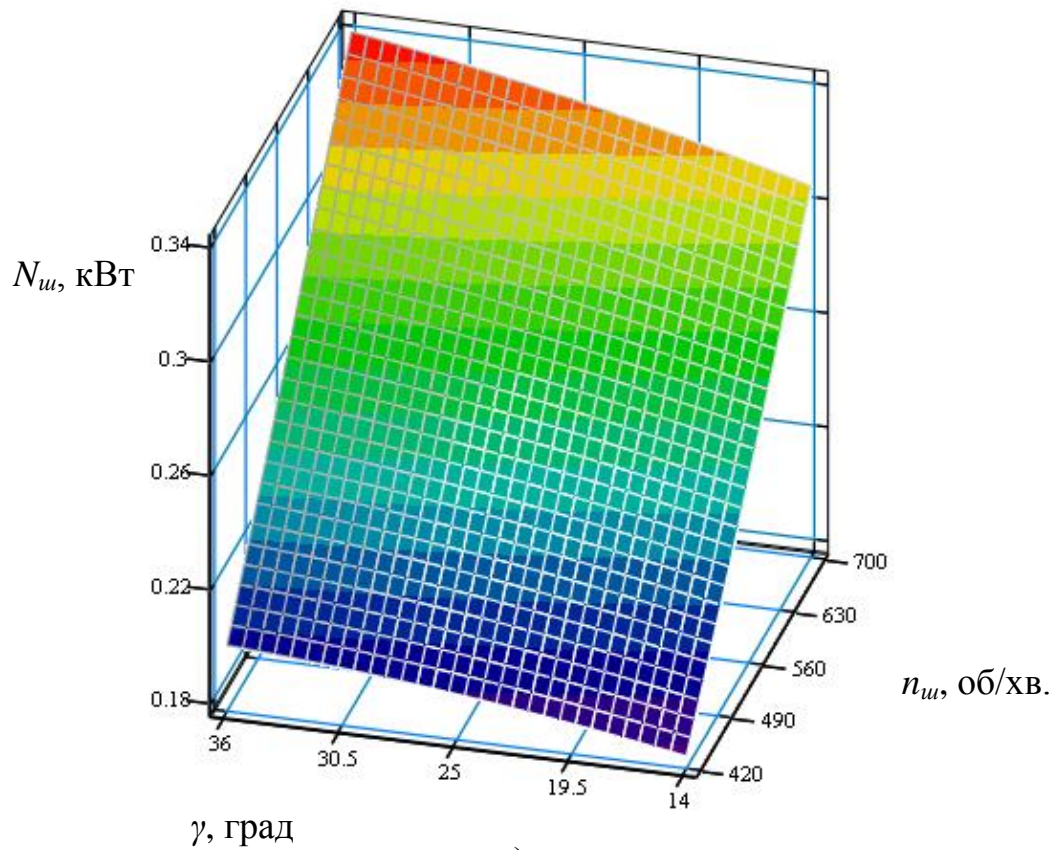


а)

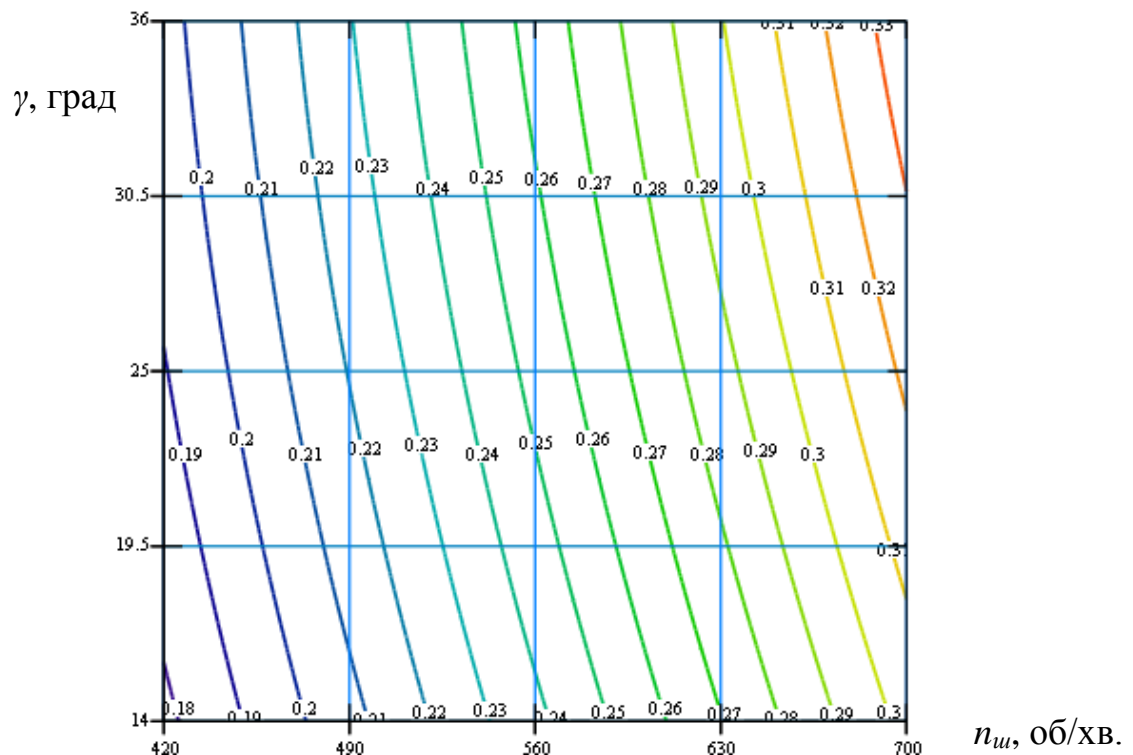


б)

Рис. 4.7. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі шнека конвеєра $N_{u(n_k, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n_{ш} = 700$ об/хв.)

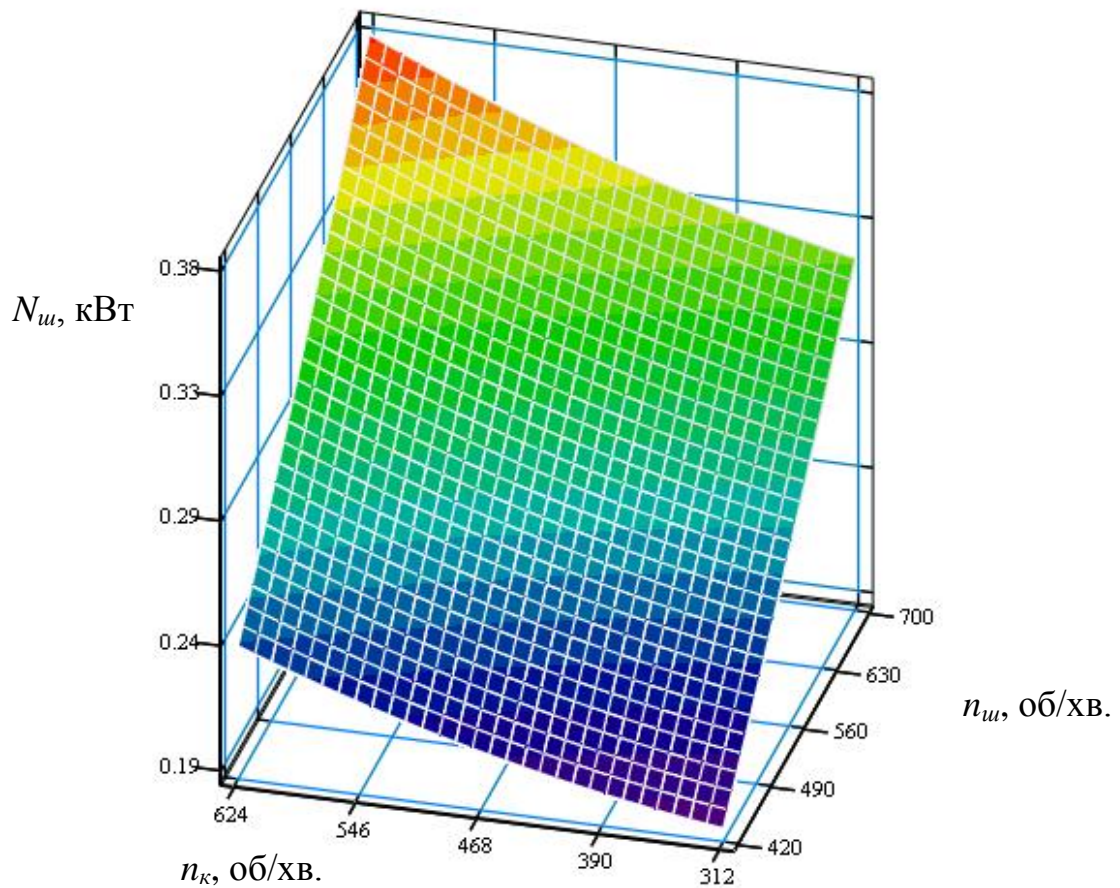


а)

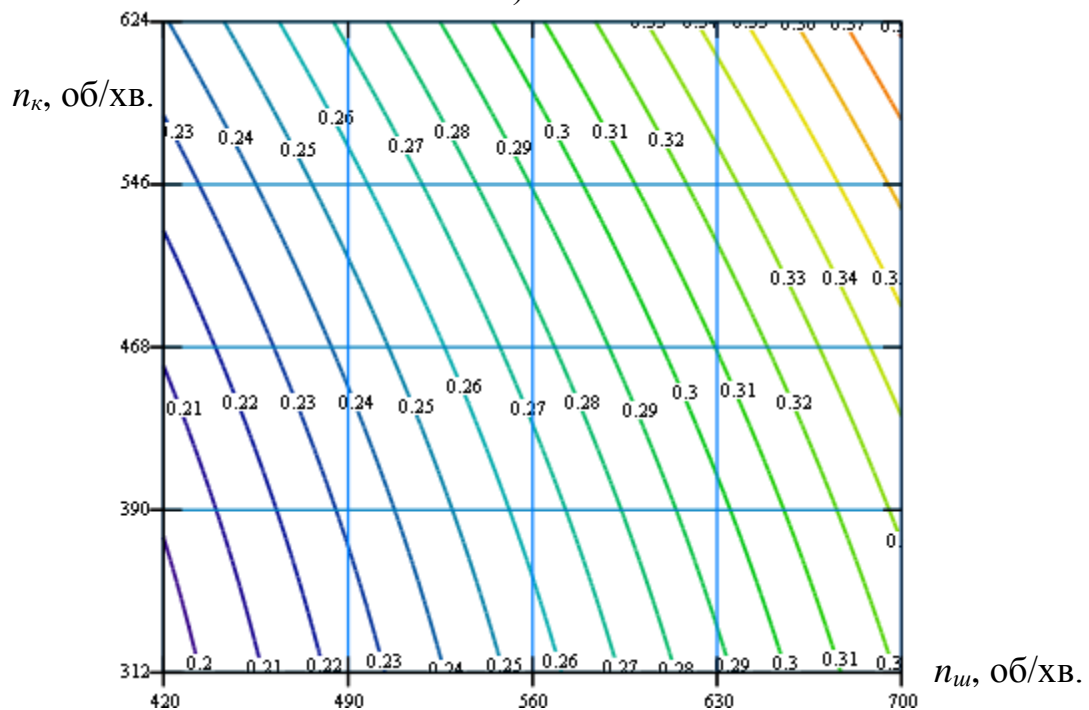


б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі шнека конвеєра $N_w(n_w, \gamma)$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_k=480$ об/хв.)



а)



б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі шнека конвеєра $N_{u(n_u, n_k)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град)

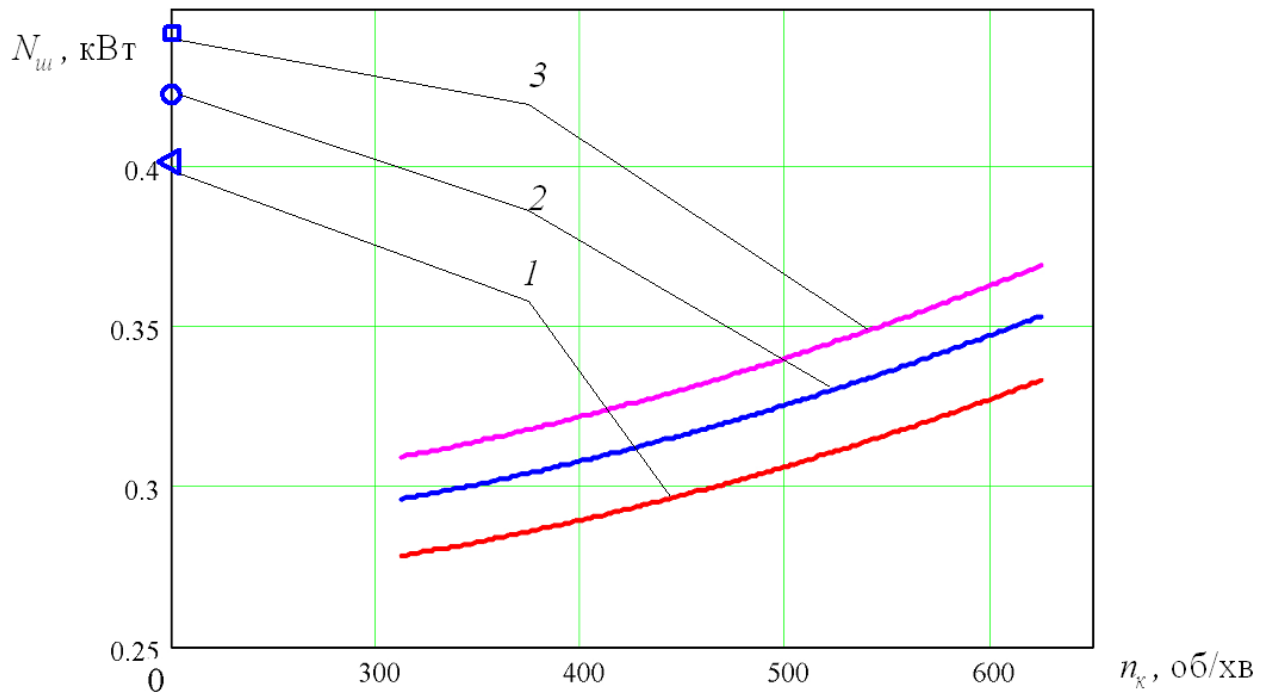


Рис. 4.10. Графіки залежності потужності на приводі шнека гвинтового конвеєра від частоти обертання кожуха конвеєра під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n_{ш}=700$ об/хв.):
1) $\gamma=14$ град; 2) $\gamma=25$ град; 3) $\gamma=36$ град

4.3. Результати експериментальних досліджень потужності на приводі обертового кожуха гвинтового конвеєра

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність потужності на приводі обертового кожуха нахилого гвинтового конвеєра від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

Потужність на приводі заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами 3.7, 3.8 і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.3.

Загальний вигляд рівняння регресії потужності на приводі обертового кожуха гвинтового конвеєра залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти

обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ , тобто $N_{k(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, n_k, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,09 + 0,01x_1 + 0,035x_2 + 0,01x_3 + 1,31 \cdot 10^{-5} x_1^2 + 5,01 \cdot 10^{-3} x_2^2 + 1,31 \cdot 10^{-5} x_3^2; \quad (4.13)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,095 + 0,011x_1 + 0,037x_2 + 0,011x_3 + 1,38 \cdot 10^{-5} x_1^2 + 5,27 \cdot 10^{-3} x_2^2 + 1,38 \cdot 10^{-5} x_3^2; \quad (4.14)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,072 + 0,008x_1 + 0,028x_2 + 0,008x_3 + 1,05 \cdot 10^{-5} x_1^2 + 4,03 \cdot 10^{-3} x_2^2 + 1,05 \cdot 10^{-5} x_3^2, \quad (4.15)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення частоти обертання кожуха; x_3 - кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.3.

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	0,09	0,01	0,035	0,01	0	0	0	$1,31 \cdot 10^{-5}$	$5,01 \cdot 10^{-3}$	$1,31 \cdot 10^{-5}$
пшениця	0,095	0,011	0,037	0,011	0	0	0	$1,38 \cdot 10^{-5}$	$5,27 \cdot 10^{-3}$	$1,38 \cdot 10^{-5}$
ячмінь	0,072	0,008	0,028	0,008	0	0	0	$1,05 \cdot 10^{-5}$	$4,03 \cdot 10^{-3}$	$1,05 \cdot 10^{-5}$

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.13-4.15) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [112]. Після знехтування незначущими коефіцієнтами рівнянь регресій b_{11} і b_{33} отримані кінцеві рівняння регресії, що відображають залежності потужності на приводі обертового кожуха у кодованих величинах:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,09 + 0,01x_1 + 0,035x_2 + 0,01x_3 + 5,01 \cdot 10^{-3} x_2^2; \quad (4.16)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,095 + 0,011x_1 + 0,037x_2 + 0,011x_3 + 5,27 \cdot 10^{-3} x_2^2; \quad (4.17)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{k(x_1, x_2, x_3)} = 0,072 + 0,008x_1 + 0,028x_2 + 0,008x_3 + 4,03 \cdot 10^{-3} x_2^2, \quad (4.18)$$

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.16-4.18) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{k(n_u, n_k, \gamma)} = -0,0326 + 7,14 \cdot 10^{-5} n_u + 3,17 \cdot 10^{-5} n_k + 9,09 \cdot 10^{-4} \gamma + 2,06 \cdot 10^{-7} n_k^2; \quad (4.19)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{k(n_u, n_k, \gamma)} = -0,0376 + 7,86 \cdot 10^{-5} n_u + 3,45 \cdot 10^{-5} n_k + 1 \cdot 10^{-3} \gamma + 2,17 \cdot 10^{-7} n_k^2; \quad (4.20)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{k(n_u, n_k, \gamma)} = -0,0262 + 5,74 \cdot 10^{-5} n_u + 2,45 \cdot 10^{-5} n_k + 7,31 \cdot 10^{-4} \gamma + 1,66 \cdot 10^{-7} n_k^2. \quad (4.21)$$

Отримані рівняння регресії (4.16-4.18) та регресійні залежності (4.19-4.21) можуть бути використані для визначення потужності N_k на приводі обертових кожухів гвинтових конвеєрів із залежно від частоти обертання шнека n_u , частоти обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів:

$$420 \leq n_u \leq 700 \text{ (об/хв.)}; 312 \leq n_k \leq 624 \text{ (об/хв.)}; 14 \leq \gamma \leq 36 \text{ (град.)}$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів конвеєрів на потужність приводу обертового кожуха, тобто встановлення залежності потужності приводу обертового кожуха від частоти обертання шнека n_u , частоти обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи,

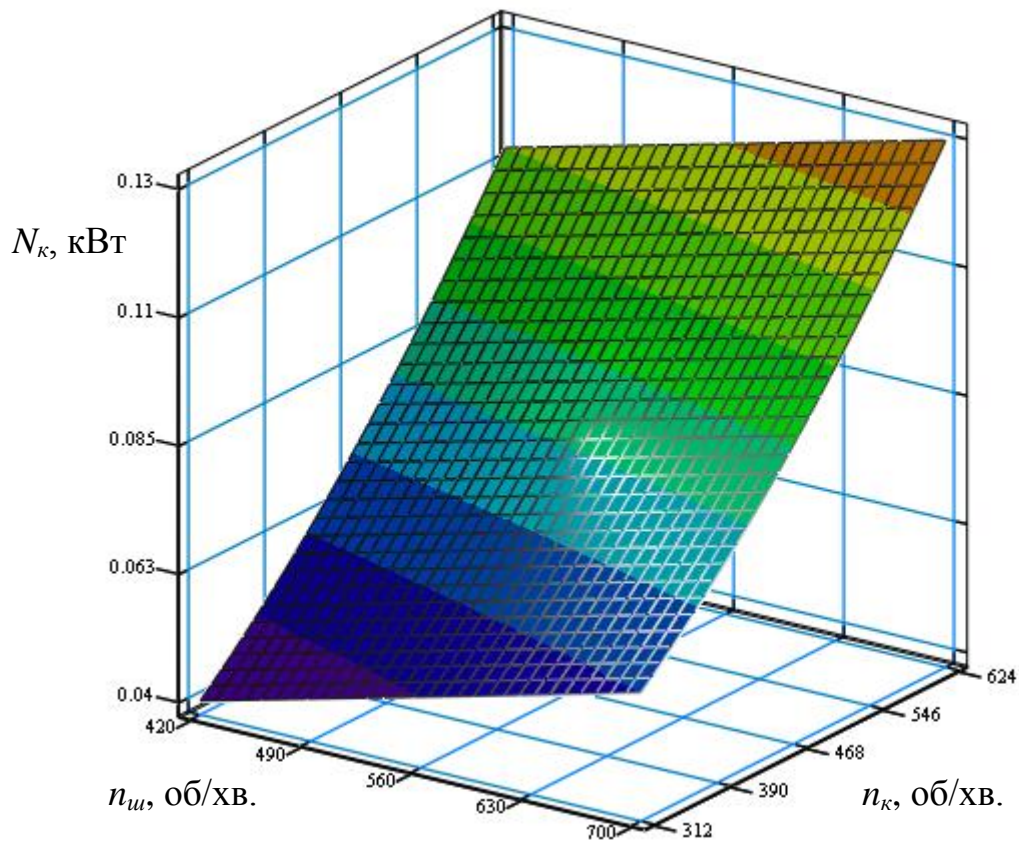
ячменю та пшениці використовували програмне забезпечення Statistica-6.0 для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів потужності N_k як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення потужності є фактор $x_2(n_k)$ і в меншій мірі фактори $x_1(n_w)$, та $x_3(\gamma)$.

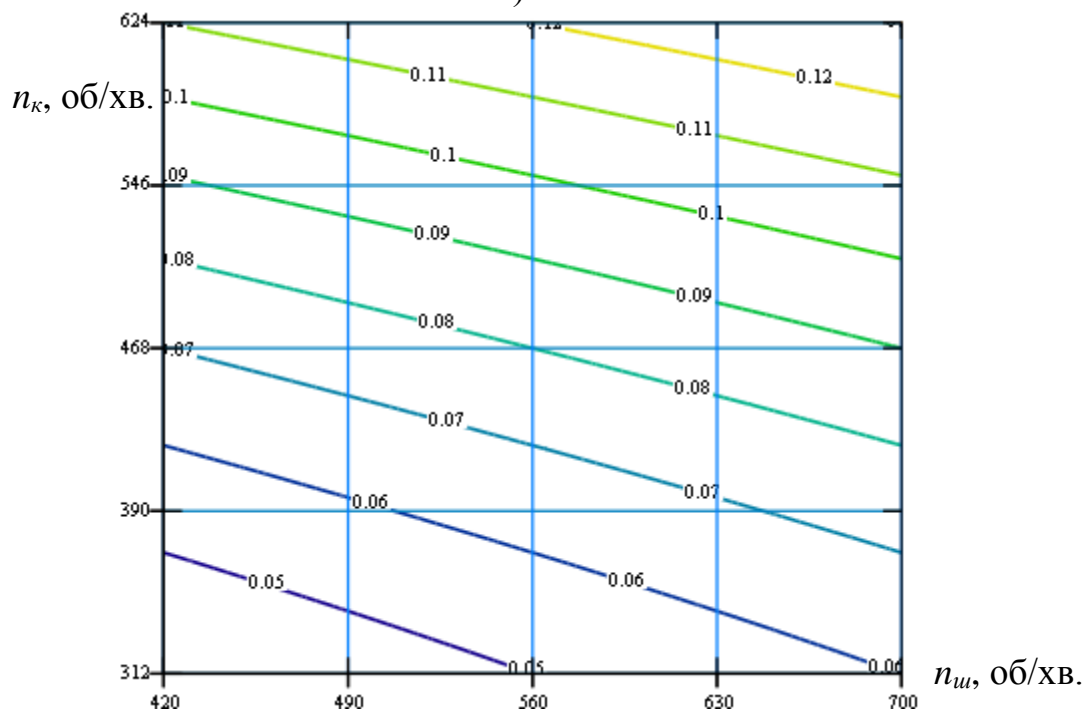
Графічні значення результатів залежності потужності на приводі шнека, одержаної з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рис. 4.11 – рис. 4.15.

З рисунків 4.11 - 4.15 видно, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина потужності на приводі кожуха зростає, при чому найбільша потужність під час транспортування пшениці досягає 0,14 кВт. Максимальна потужність на приводі кожуха гвинтового конвеєра для транспортування кукурудзи складає 0,15 кВт, а мінімальна – 0,04 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k , від 312 об/хв до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха до 60%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту потужності на приводі кожуха від 19 до 28%. Збільшення частоти обертання шнека n_w , від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха на 12 - 15%.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 15%.



а)



б)

Рис. 4.11. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі обертового кожуха конвеєра $N_{k(n_u, n_k)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град)

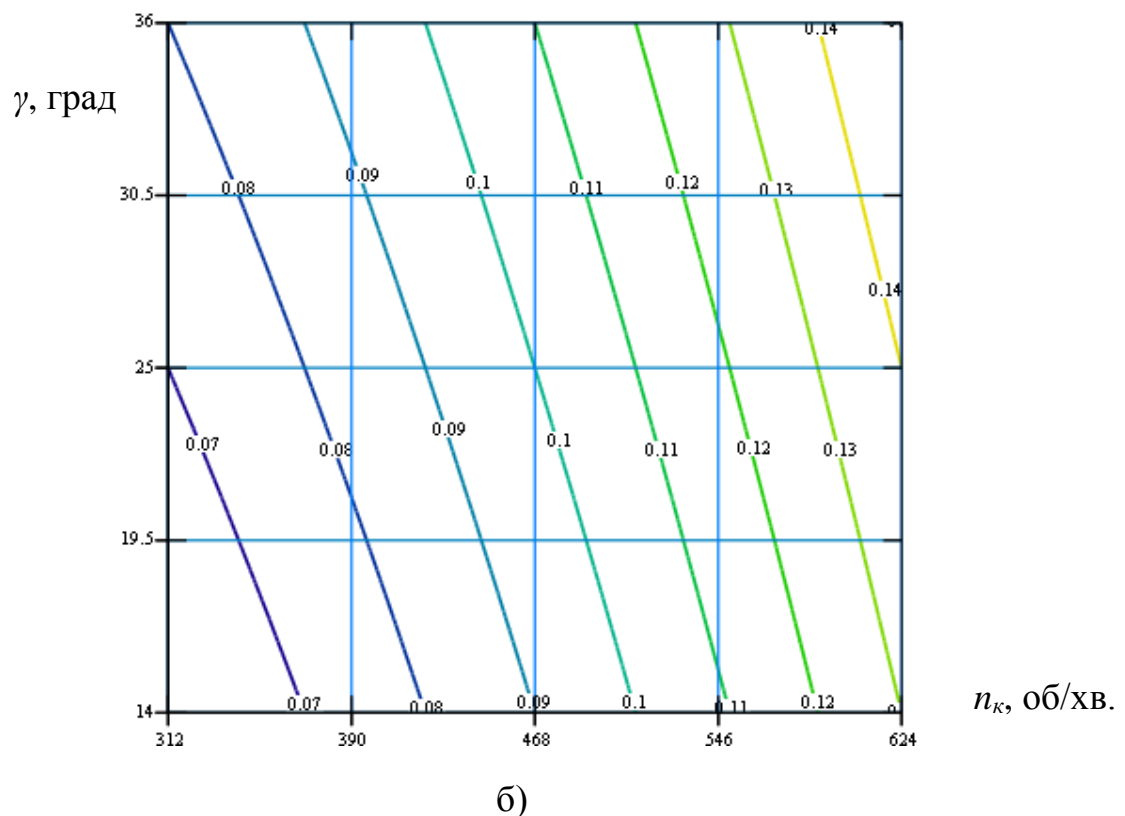
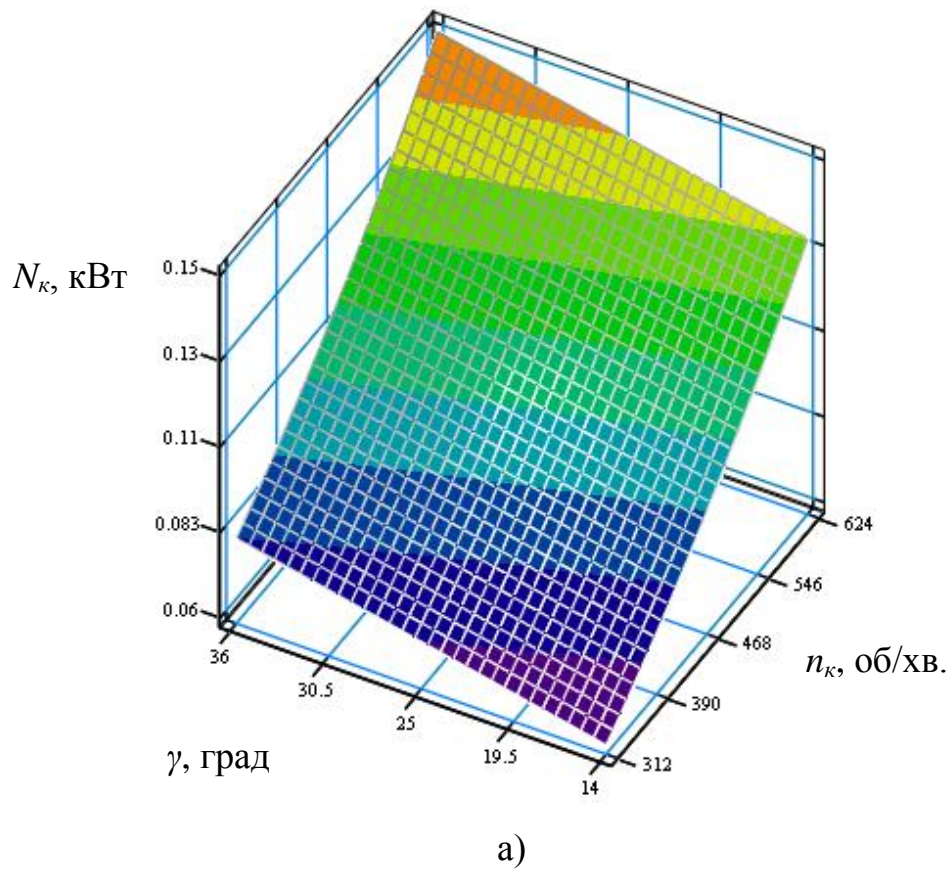
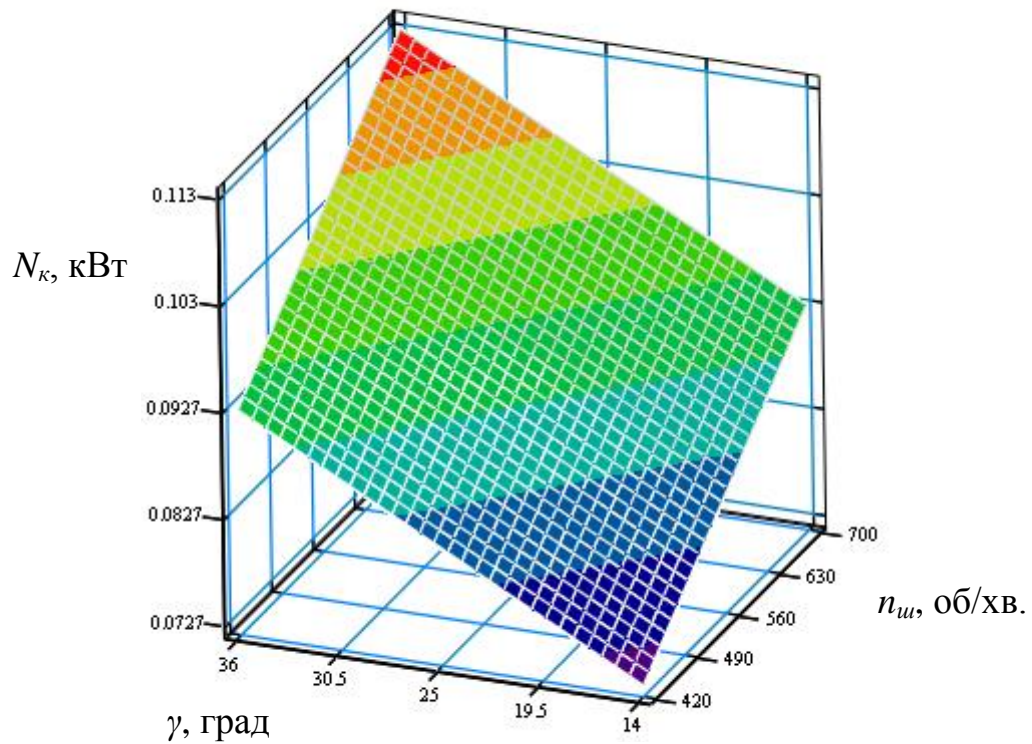
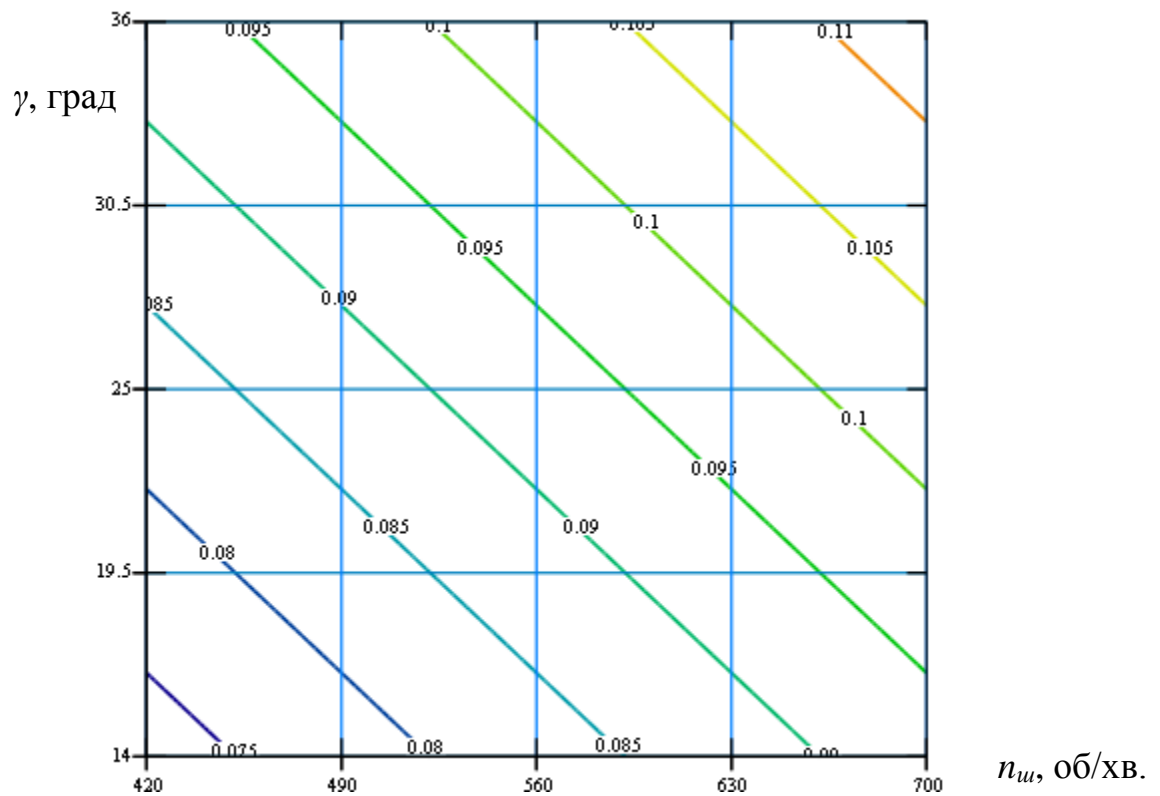


Рис. 4.12. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі обертового кожуха конвеєра $N_{k(n_k, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n_{ш}=700$ об/хв.)



а)



б)

Рис. 4.13. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі обертового кожуха конвеєра $N_{k(n_u, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_k=480$ об/хв.)

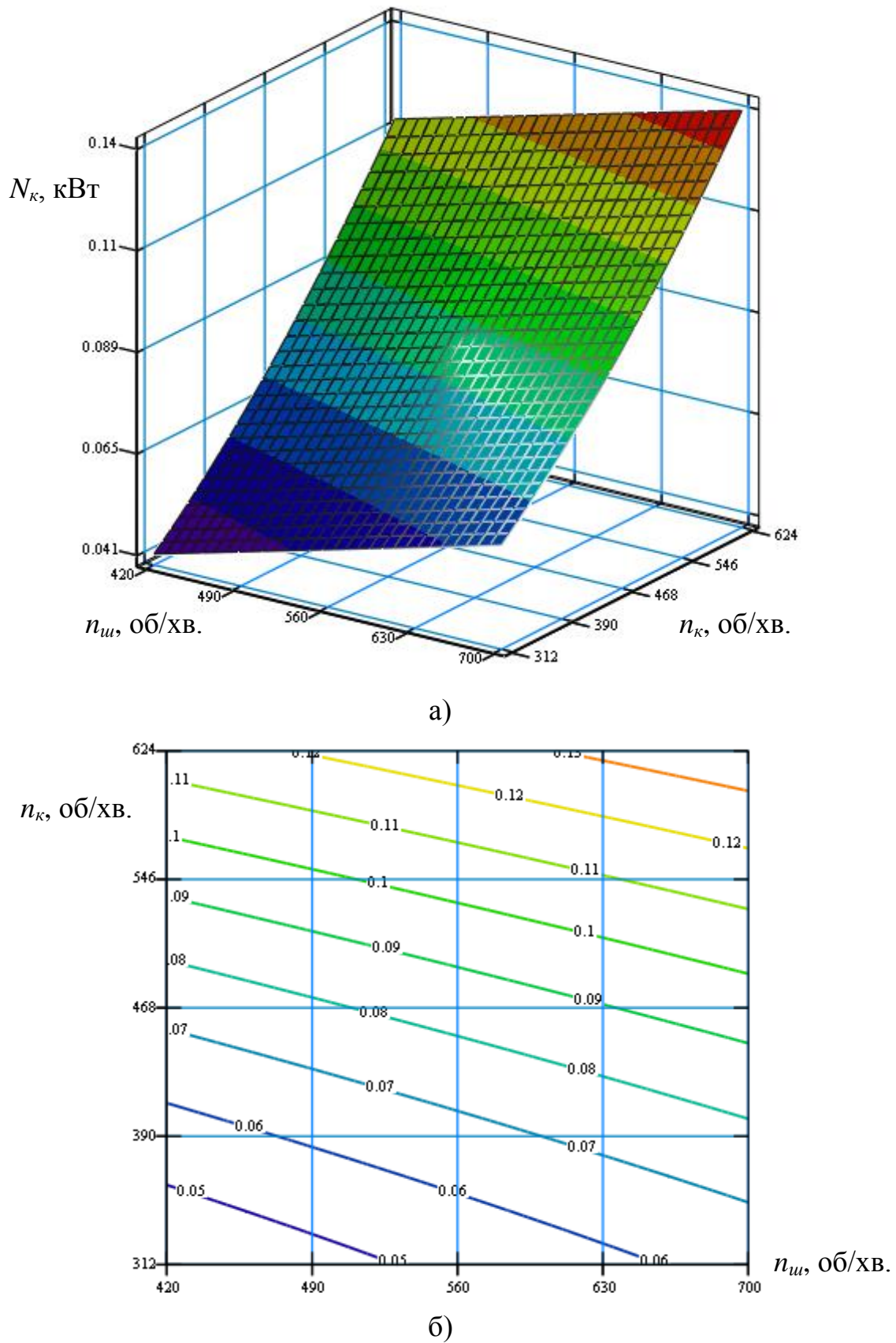


Рис. 4.14. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на приводі обертового кожуха конвеєра $N_{k(n_u, n_k)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град)

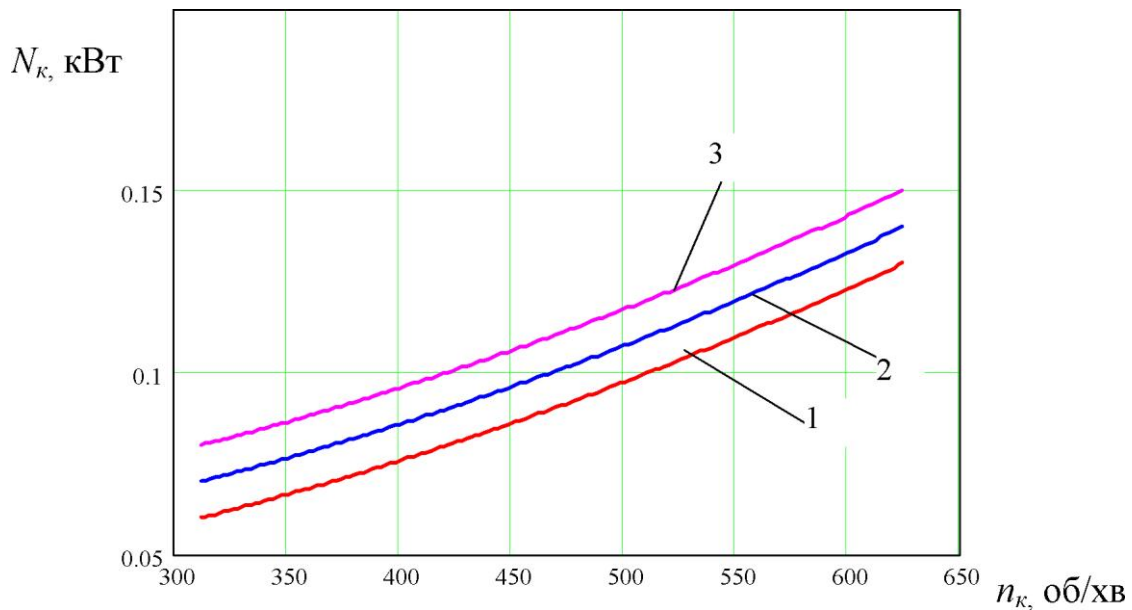


Рис. 4.15. Графіки залежності потужності на приводі кожуха гвинтового конвеєра від частоти обертання кожуха під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n_{ш}=700$ об/хв.):
1) $\gamma=14$ град; 2) $\gamma=25$ град; 3) $\gamma=36$ град

4.4. Результати експериментальних досліджень сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха гвинтового конвеєра

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність сумарної потужності на приводі шнека та обертового кожуха нахилоного гвинтового конвеєра від частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека.

Потужності на приводах заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами 3.7, 3.8 і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.4.

Загальний вигляд рівняння регресії сумарної потужності на приводі шнека та обертового кожуха гвинтового конвеєра залежно від частоти обертання шнека

$n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ , тобто $N_{c(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, n_{к}, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{c(x_1, x_2, x_3)} = 0,341 + 0,076x_1 + 0,06x_2 + 0,023x_3 + 3,75 \cdot 10^{-3}x_1x_2 + 3,75 \cdot 10^{-3}x_1x_3 + 1,25 \cdot 10^{-3}x_2x_3 + 2,7 \cdot 10^{-3}x_1^2 + 0,01x_2^2 - 2,3 \cdot 10^{-3}x_3^2; \quad (4.22)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{c(x_1, x_2, x_3)} = 0,359 + 0,08x_1 + 0,063x_2 + 0,024x_3 + 3,94 \cdot 10^{-3}x_1x_2 + 3,94 \cdot 10^{-3}x_1x_3 + 1,31 \cdot 10^{-3}x_2x_3 + 2,8 \cdot 10^{-3}x_1^2 + 0,011x_2^2 - 2,5 \cdot 10^{-3}x_3^2; \quad (4.23)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{c(x_1, x_2, x_3)} = 0,274 + 0,061x_1 + 0,048x_2 + 0,018x_3 + 3,02 \cdot 10^{-3}x_1x_2 + 3,02 \cdot 10^{-3}x_1x_3 + 1,01 \cdot 10^{-3}x_2x_3 + 2,2 \cdot 10^{-3}x_1^2 + 0,0082x_2^2 - 1,9 \cdot 10^{-3}x_3^2, \quad (4.24)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення частоти обертання кожуха; x_3 - кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.4

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	0,341	0,076	0,06	0,023	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$1,25 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	0,01	-0,0023
пшениця	0,359	0,08	0,063	0,024	$3,94 \cdot 10^{-3}$	$3,94 \cdot 10^{-3}$	$1,31 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	0,011	-0,0025
ячмінь	0,274	0,061	0,048	0,018	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$1,01 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	0,0082	-0,0019

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.7-4.9) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [112]. Усі коефіцієнти рівнянь регресій (4.22), (4.23), (4.24) є значущими.

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.22-4.24) після

перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{c(n_u, n_k, \gamma)} = 0,0136 + 2,47 \cdot 10^{-4} n_u - 1,144 \cdot 10^{-4} n_k + 1,34 \cdot 10^{-3} \gamma + 1,72 \cdot 10^{-7} n_u n_k + 2,44 \cdot 10^{-6} n_u \gamma + 7,28 \cdot 10^{-7} n_k \gamma + 1,38 \cdot 10^{-7} n_u^2 + 4,109 \cdot 10^{-7} n_k^2 - 1,9 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (4.25)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{c(n_u, n_k, \gamma)} = 0,0184 + 2,63 \cdot 10^{-4} n_u - 1,39 \cdot 10^{-4} n_k + 1,42 \cdot 10^{-3} \gamma + 1,8 \cdot 10^{-7} n_u n_k + 2,56 \cdot 10^{-6} n_u \gamma + 7,63 \cdot 10^{-7} n_k \gamma + 1,43 \cdot 10^{-7} n_u^2 + 4,52 \cdot 10^{-7} n_k^2 - 2,07 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (4.26)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{c(n_u, n_k, \gamma)} = 0,0149 + 1,96 \cdot 10^{-4} n_u - 9,98 \cdot 10^{-5} n_k + 1,05 \cdot 10^{-3} \gamma + 1,38 \cdot 10^{-7} n_u n_k + 1,96 \cdot 10^{-6} n_u \gamma + 5,89 \cdot 10^{-7} n_k \gamma + 1,12 \cdot 10^{-7} n_u^2 + 3,37 \cdot 10^{-7} n_k^2 - 1,57 \cdot 10^{-5} \gamma^2. \quad (4.27)$$

Отримані рівняння регресії (4.22-4.24) та регресійні залежності (4.25-4.27) можуть бути використані для визначення сумарної потужності N_c на приводі шнеків та обертових кожухів гвинтових конвеєрів залежно від частоти обертання шнека n_u , частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів:

$$420 \leq n_u \leq 700 \text{ (об/хв.)}; 312 \leq n_k \leq 624 \text{ (об/хв.)}; 14 \leq \gamma \leq 36 \text{ (град.)}$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів конвеєрів на потужність приводу шнека, тобто встановлення залежності сумарної потужності приводів від частоти обертання шнека n_u , частоти обертання кожуха n_k , та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці використовували програмне забезпечення Statistica-6.0 для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів потужності N_c як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення потужності є фактор $x_1(n_{ш})$ і в меншій мірі фактори $x_2(n_k)$, та $x_3(\gamma)$ та комбінації цих факторів.

Графічні значення результатів залежності потужності на приводі шнека, одержаної з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рис. 4.16 - рис. 4.19.

З рисунків 4.16 - 4.19 видно, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра зростає, при чому найбільша потужність під час транспортування пшениці досягає 0,49 кВт. Максимальна сумарна потужність на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра для транспортування кукурудзи складає 0,52 кВт, а мінімальна – 0,2 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха від 22 до 25%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту сумарної потужності від 8 до 12%. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на 36 - 40%.

Також за результатами досліджень встановлено (рис. 4.20), що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра із частотою обертання більше 480 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха до 14 - 16% порівняно із потужністю на шнекові при нерухомому кожусі. При цьому зменшення частоти обертання кожуха від 480 об/хв. до 312 об/хв. надає можливість знизити сумарну потужність на приводах шнека та обертового кожуха до 10 - 12% порівняно із потужністю на шнекові при нерухомому кожусі, при цьому продуктивність конвеєра з обертовим кожухом залишається вищою ніж конвеєра із нерухомим кожухом.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 17%.

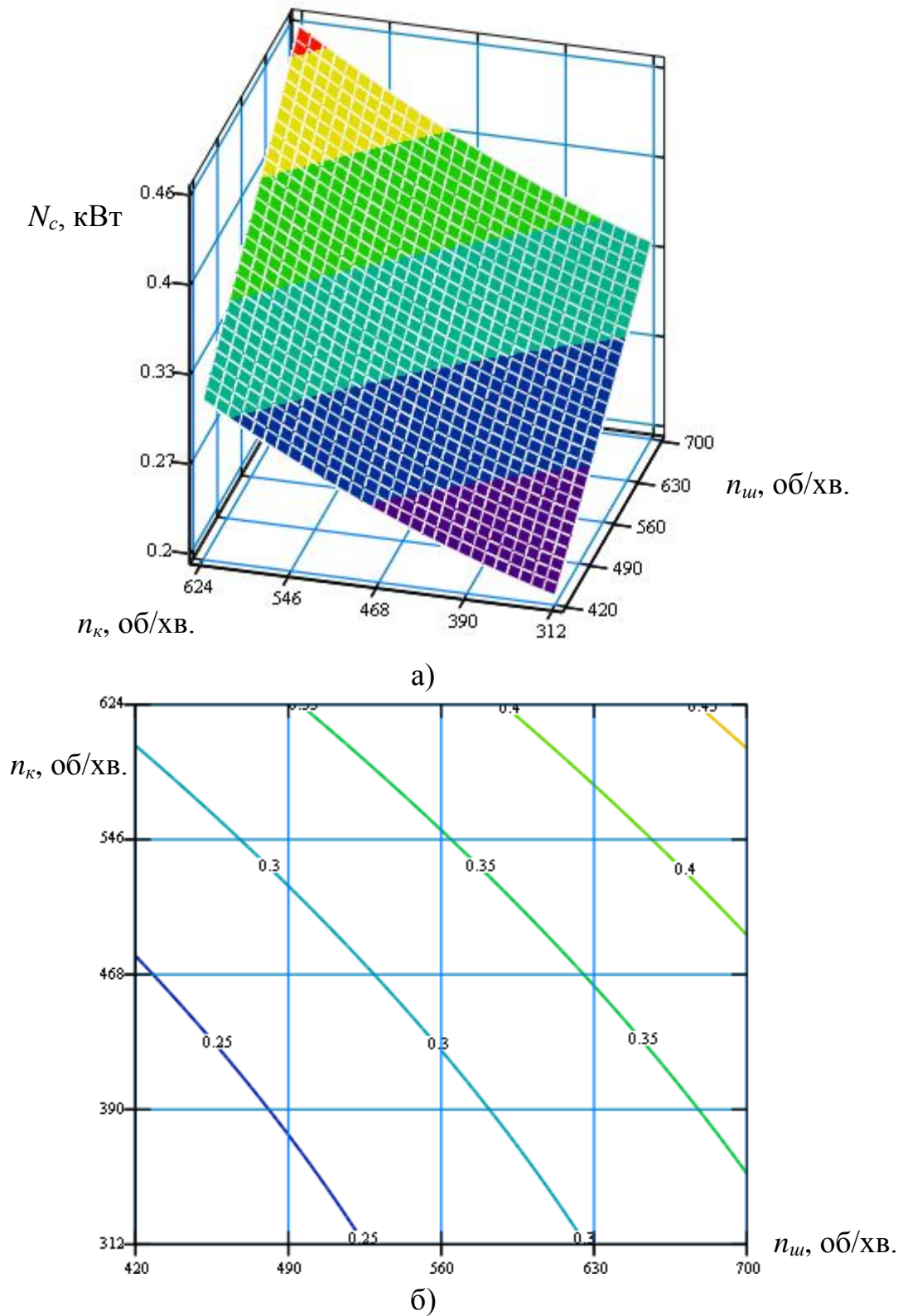
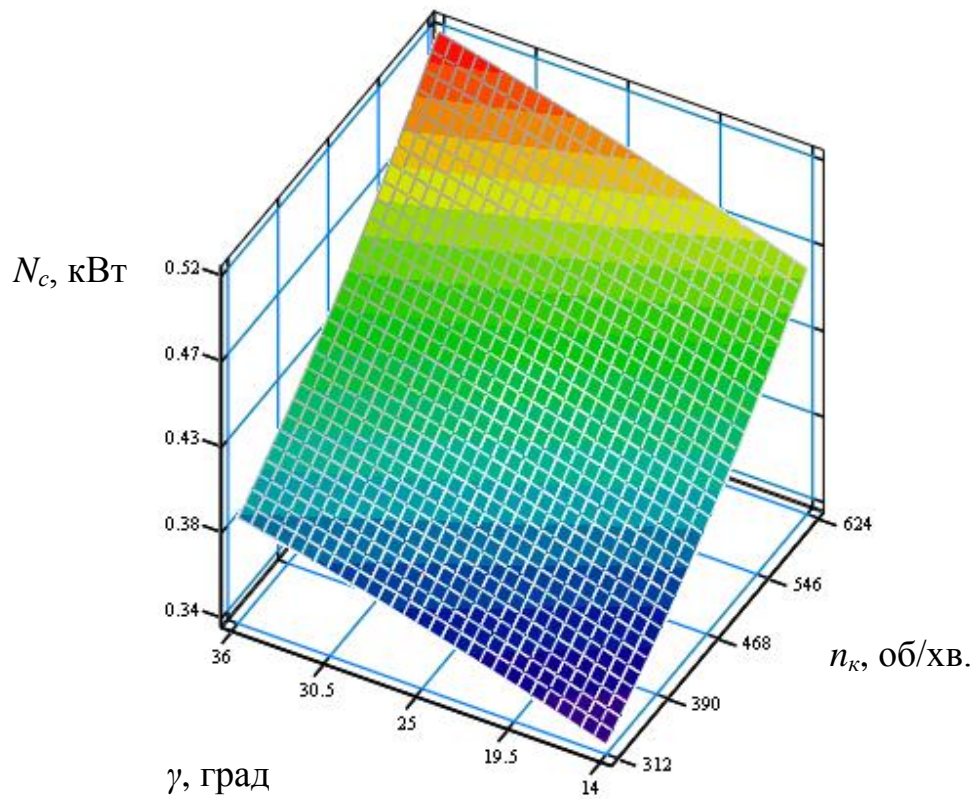
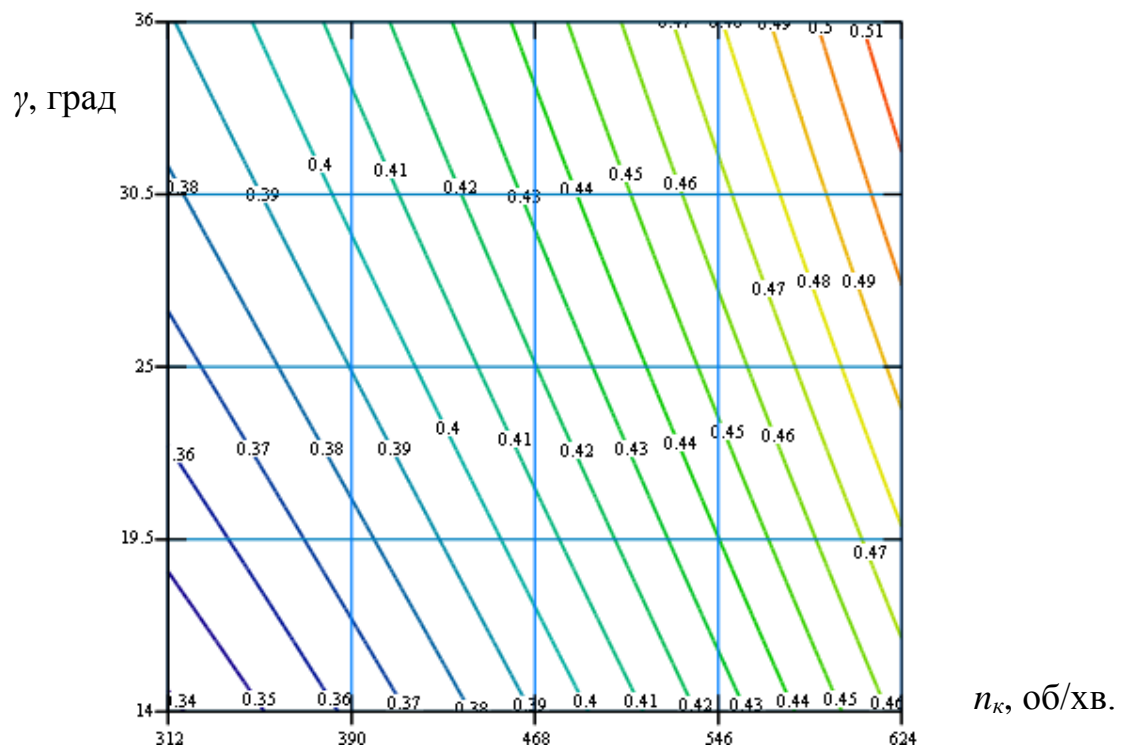


Рис. 4.16. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра $N_{c(n_{sh}, n_{sk})}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град.)

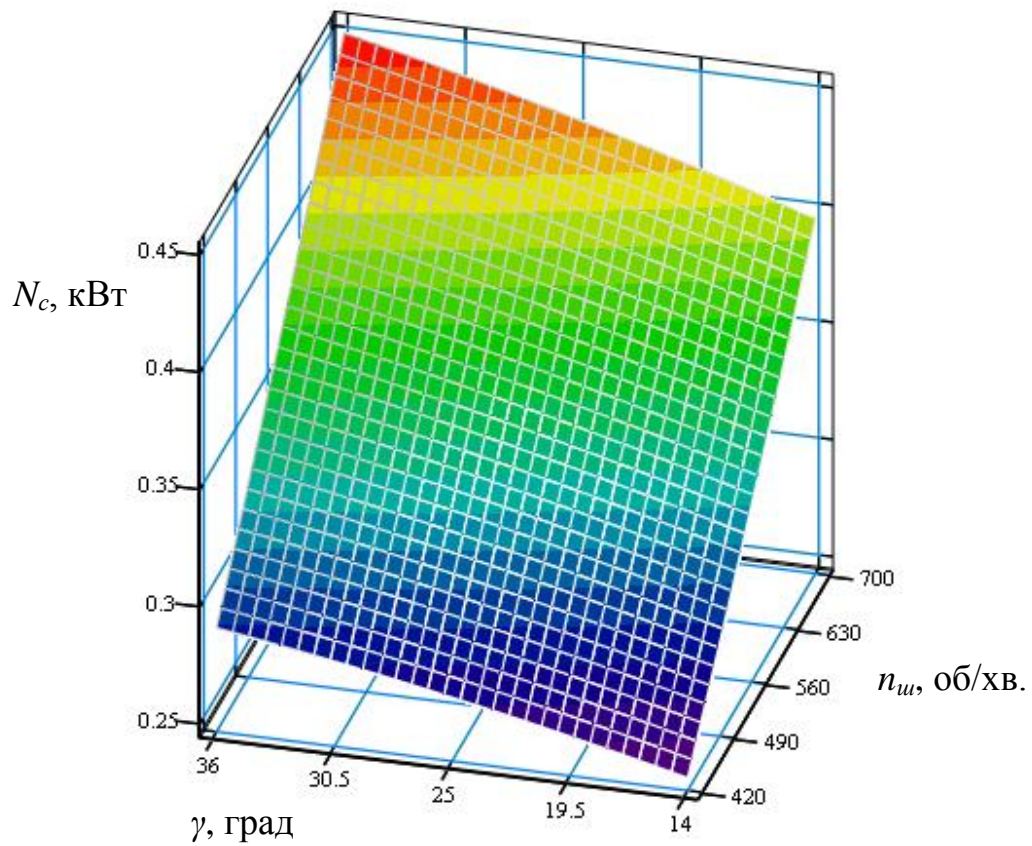


а)

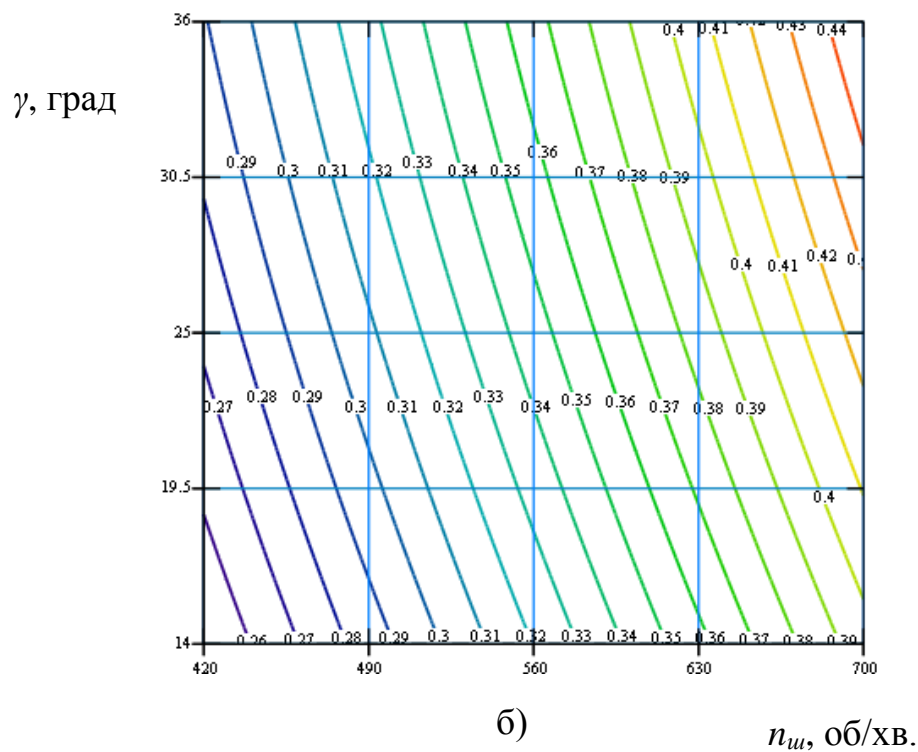


б)

Рис. 4.17. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра $N_{c(n_k, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n_{ш} = 700$ об/хв.)



а)



б)

Рис. 4.18. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра $N_{c(n_w, \gamma)}$ під час транспортування кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_k=480$ об/хв.)

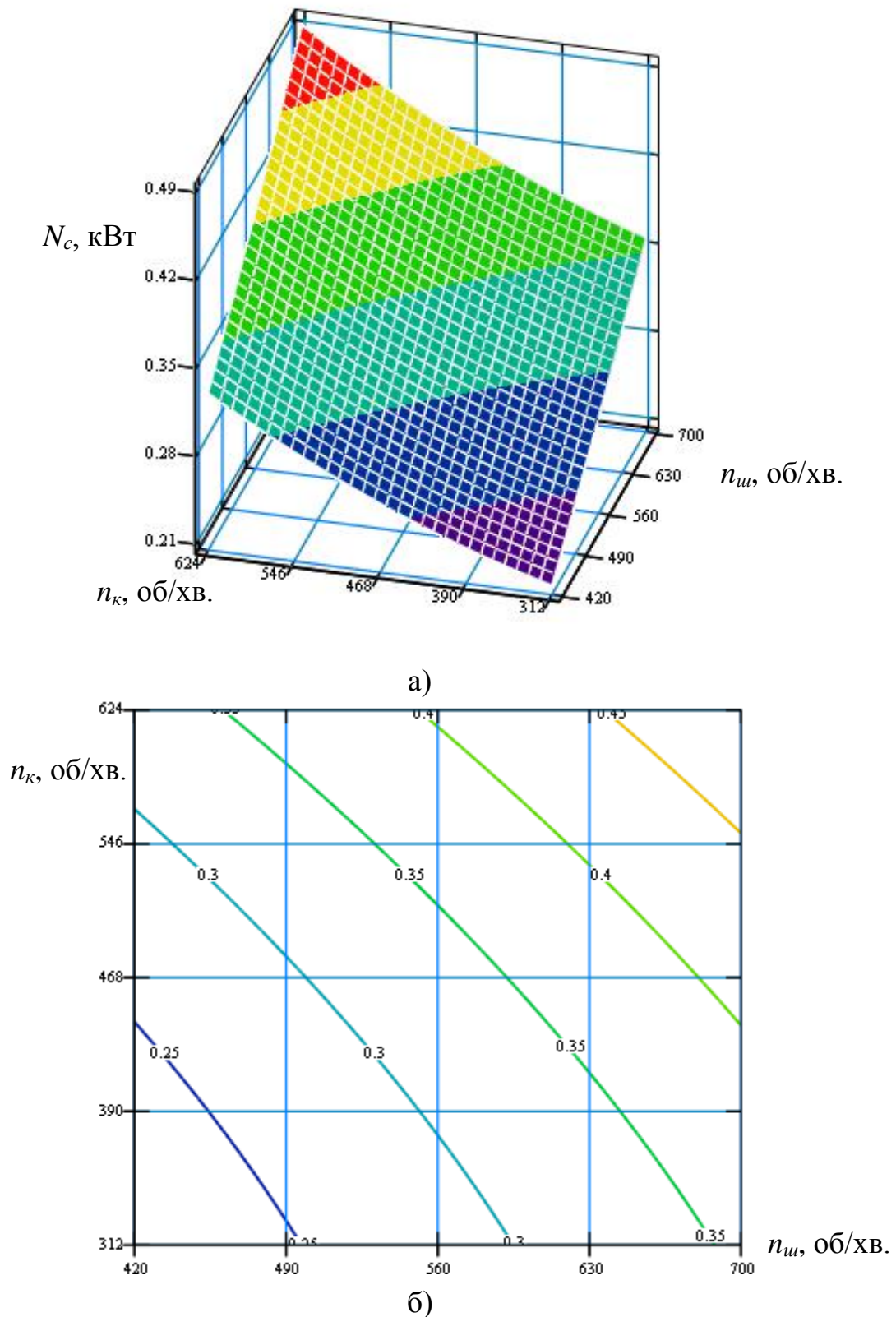


Рис. 4.19. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра $N_{c(n_u, n_k)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma=14$ град.)

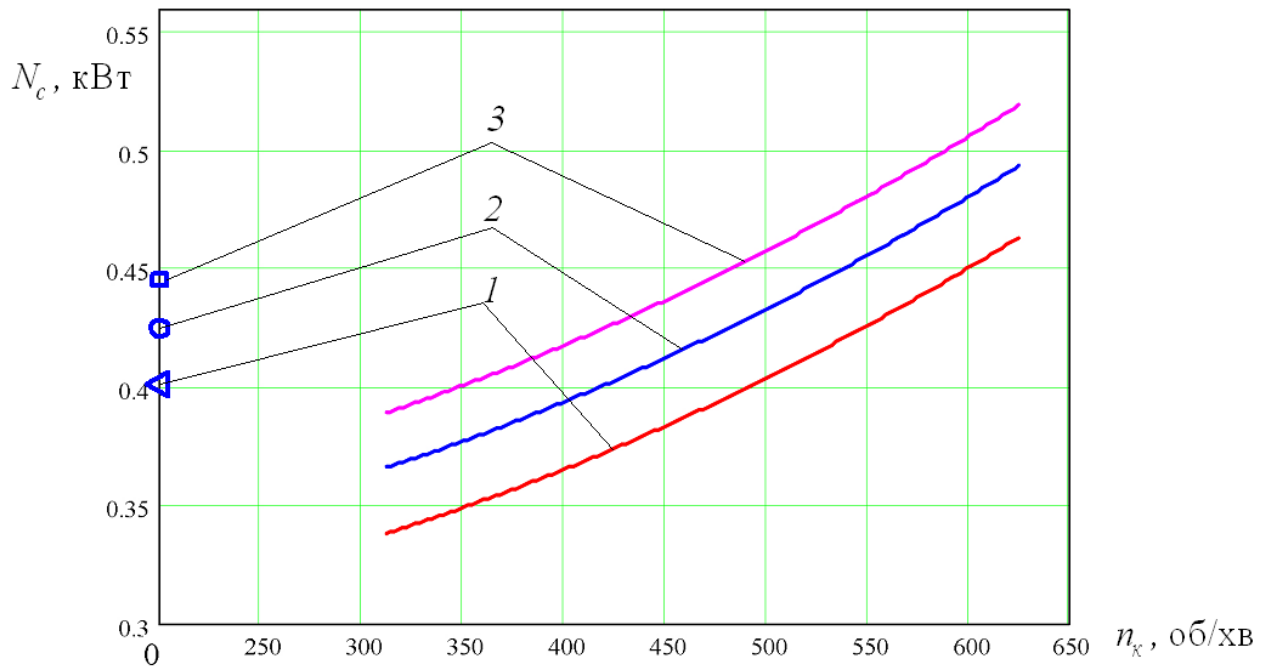


Рис. 4.20. Графіки залежності сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха гвинтового конвеєра від частоти обертання кожуха під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n_{ш}=700$ об/хв.): 1) $\gamma=14$ град.; 2) $\gamma=25$ град.; 3) $\gamma=36$ град.

4.5. Результати експериментальних досліджень питомих енерговитрат транспортування матеріалів гвинтовим конвеєром з обертовим кожухом

Питомі енерговитрати конвеєра визначено за формулою (2.47).

Отримані значення коефіцієнтів рівняння регресії зведено у табл. 4.5.

Загальний вигляд рівняння регресії питомих енерговитрат гвинтового конвеєра залежно від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека, тобто $w_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, n_k, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування кукурудзи:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,017 - 0,0006x_1 + 0,0027x_2 + 0,0018x_3 - 0,00038x_1x_2 - 0,00012x_1x_3 - 0,00012x_2x_3 + 0,00026x_1^2 + 0,00076x_2^2 + 0,00026x_3^2, \quad (4.28)$$

- для транспортування пшениці:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,017 - 6,34 \cdot 10^{-4} x_1 + 2,56 \cdot 10^{-3} x_2 + 1,78 \cdot 10^{-3} x_3 - 6,34 \cdot 10^{-4} x_1 x_2 - (4.29) \\ - 1,63 \cdot 10^{-4} x_1 x_3 + 8,16 \cdot 10^{-5} x_2 x_3 + 1,55 \cdot 10^{-4} x_1^2 + 6,92 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 3,56 \cdot 10^{-4} x_3^2,$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,018 - 6,15 \cdot 10^{-4} x_1 + 2,65 \cdot 10^{-3} x_2 + 1,90 \cdot 10^{-3} x_3 - 5,76 \cdot 10^{-4} x_1 x_2 - (4.30) \\ - 1,63 \cdot 10^{-4} x_1 x_3 + 8,20 \cdot 10^{-5} x_2 x_3 + 1,58 \cdot 10^{-4} x_1^2 + 7,35 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 3,81 \cdot 10^{-4} x_3^2,$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення частоти обертання кожуха; x_3 - кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.5.

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	0,017	-0,0006	0,0027	0,0018	-0,00038	-0,00012	-0,00012	0,00026	0,00076	0,00026
пшениця	0,017	$-6,34 \cdot 10^{-4}$	$2,56 \cdot 10^{-3}$	$1,78 \cdot 10^{-3}$	$-5,65 \cdot 10^{-4}$	$-1,63 \cdot 10^{-4}$	$8,16 \cdot 10^{-5}$	$1,55 \cdot 10^{-4}$	$6,92 \cdot 10^{-4}$	$3,56 \cdot 10^{-4}$
ячмінь	0,018	$-6,15 \cdot 10^{-4}$	$2,65 \cdot 10^{-3}$	$1,90 \cdot 10^{-3}$	$-5,76 \cdot 10^{-4}$	$-1,63 \cdot 10^{-4}$	$8,20 \cdot 10^{-5}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	$7,35 \cdot 10^{-4}$	$3,81 \cdot 10^{-4}$

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.28), (4.29), (4.30) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [112].

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.28), (4.29), (4.30) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування кукурудзи:

$$w_{(n_u, n_k, \gamma)} = 0,0132 - 9,31 \cdot 10^{-6} n_u - 6,4 \cdot 10^{-7} n_k + 1,34 \cdot 10^{-4} \gamma - 1,72 \cdot 10^{-8} n_u n_k + (4.31) \\ + 8,12 \cdot 10^{-8} n_u \gamma - 7,28 \cdot 10^{-8} n_k \gamma + 1,35 \cdot 10^{-8} n_u^2 + 3,14 \cdot 10^{-8} n_k^2 + 2,18 \cdot 10^{-6} \gamma^2;$$

- для транспортування пшениці:

$$w_{(n_u, n_k, \gamma)} = 1,065 \cdot 10^{-2} + 1,37 \cdot 10^{-6} n_u + 3,09 \cdot 10^{-6} n_k + 5,17 \cdot 10^{-5} \gamma - 2,59 \cdot 10^{-8} n_u n_k - (4.32) \\ - 1,06 \cdot 10^{-7} n_u \gamma + 4,76 \cdot 10^{-8} n_k \gamma + 7,91 \cdot 10^{-9} n_u^2 + 2,84 \cdot 10^{-8} n_k^2 + 2,94 \cdot 10^{-6} \gamma^2;$$

- для транспортування ячменю:

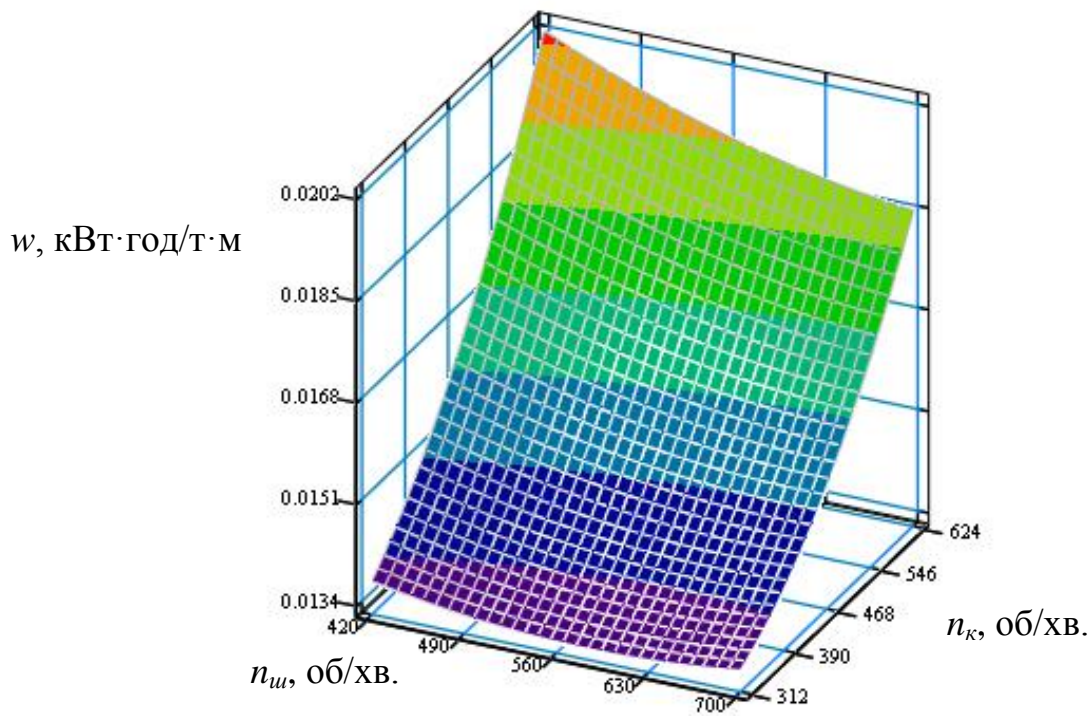
$$w_{(n_u, n_k, \gamma)} = 0,0115 + 1,57 \cdot 10^{-6} n_u + 2,29 \cdot 10^{-6} n_k + 5,22 \cdot 10^{-5} \gamma - 2,64 \cdot 10^{-8} n_u n_k - (4.33) \\ - 1,06 \cdot 10^{-7} n_u \gamma + 4,78 \cdot 10^{-8} n_k \gamma + 8,06 \cdot 10^{-9} n_u^2 + 3,02 \cdot 10^{-8} n_k^2 + 3,15 \cdot 10^{-6} \gamma^2.$$

Отримані рівняння регресії (4.28-4.30) можуть бути використані для визначення питомих енерговитрат w гвинтового конвеєра з обертовим кожухом залежно від частоти обертання шнека n_u , частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів: $420 \leq n_u \leq 700$ (об/хв.); $312 \leq n_k \leq 624$ (об/хв.); $14 \leq \gamma \leq 36$ (град).

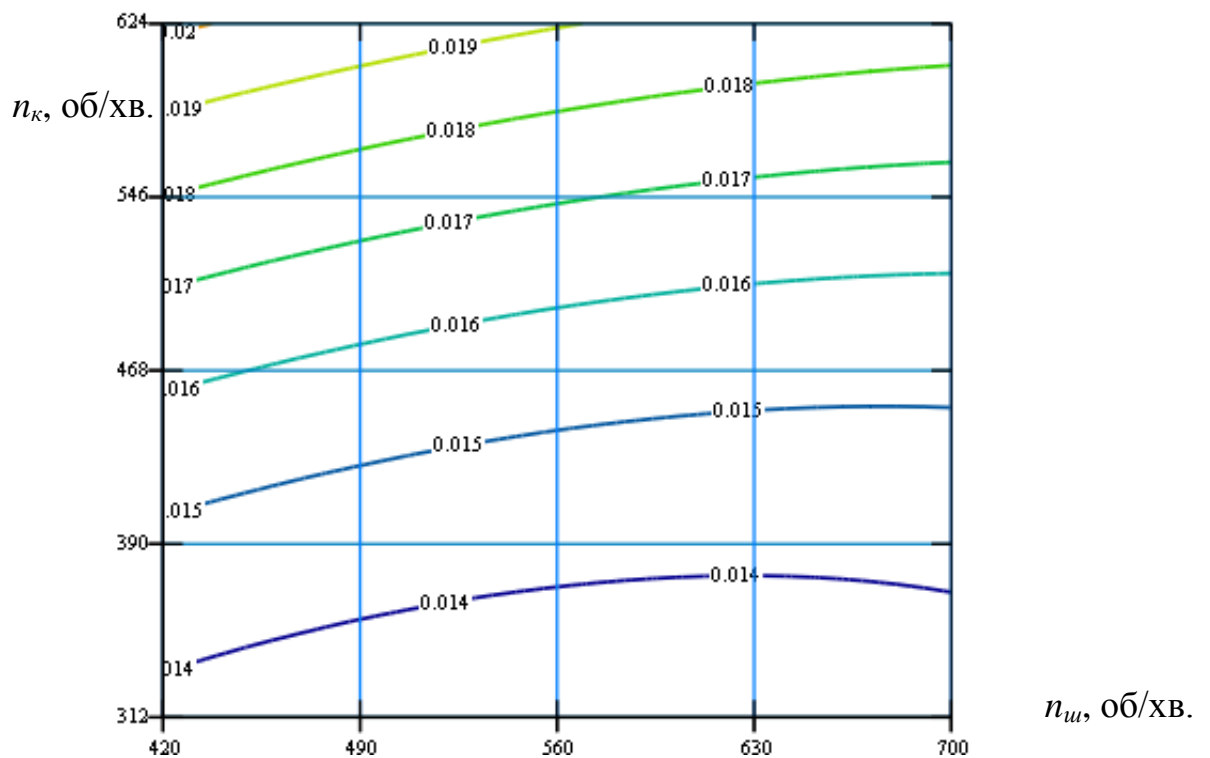
За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів питомих енерговитрат w як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис. 4.21 – рис. 4.24).

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення питомих енерговитрат є фактор $x_2(n_k)$ і в меншій мірі фактор $x_3(\gamma)$. Збільшення величини фактора $x_1(n_u)$ призводить до зменшення питомих енерговитрат.

З рисунків 4.21 - 4.24 видно, що із збільшенням частоти обертання кожуха, кута нахилу гвинтового конвеєра та із зменшенням частоти обертання шнека величина питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом зростає. Максимальні питомі енерговитраті конвеєра з обертовим кожухом для транспортування кукурудзи складають 0,0216 кВт·год/т·м, а мінімальні – 0,0134 кВт·год/т·м.

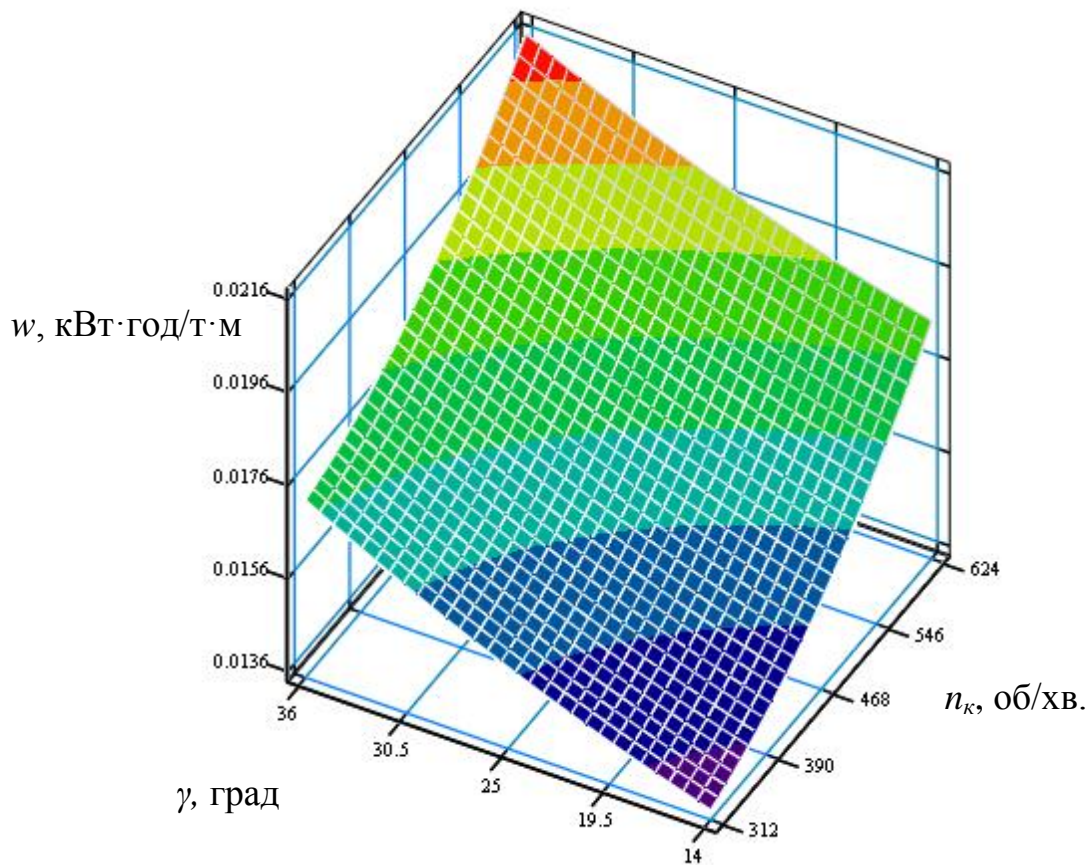


а)

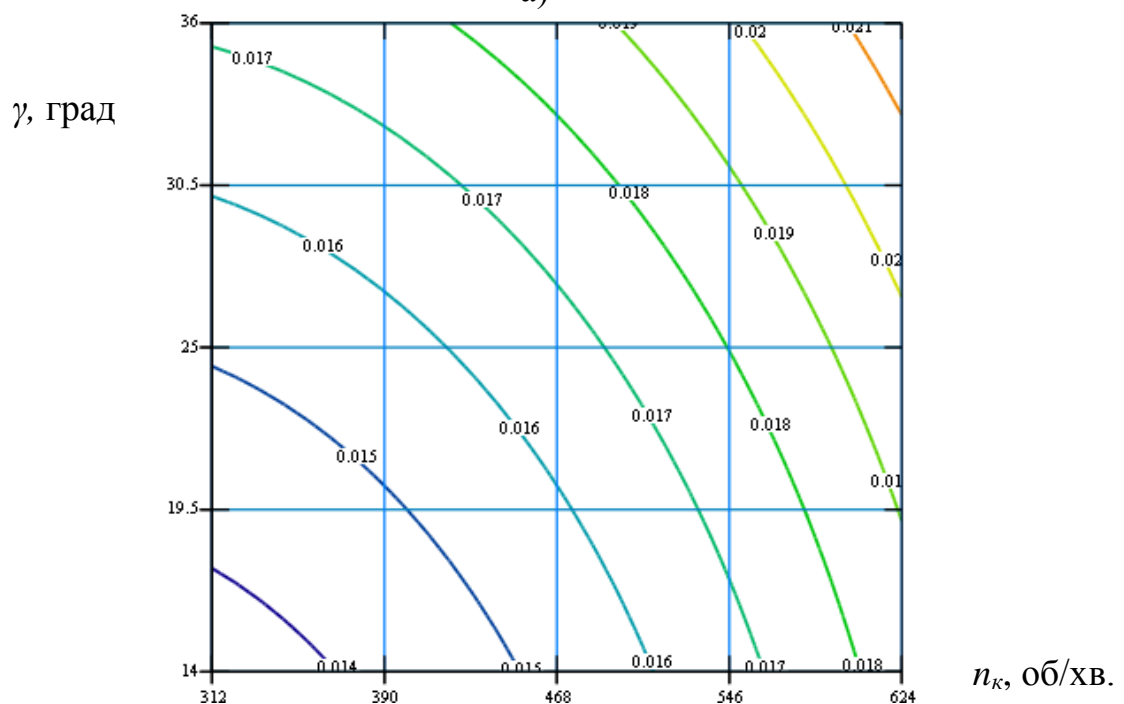


б)

Рис. 4.21. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом $w_{(n_{ш}, n_{к})}$ при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma = 14$ град)

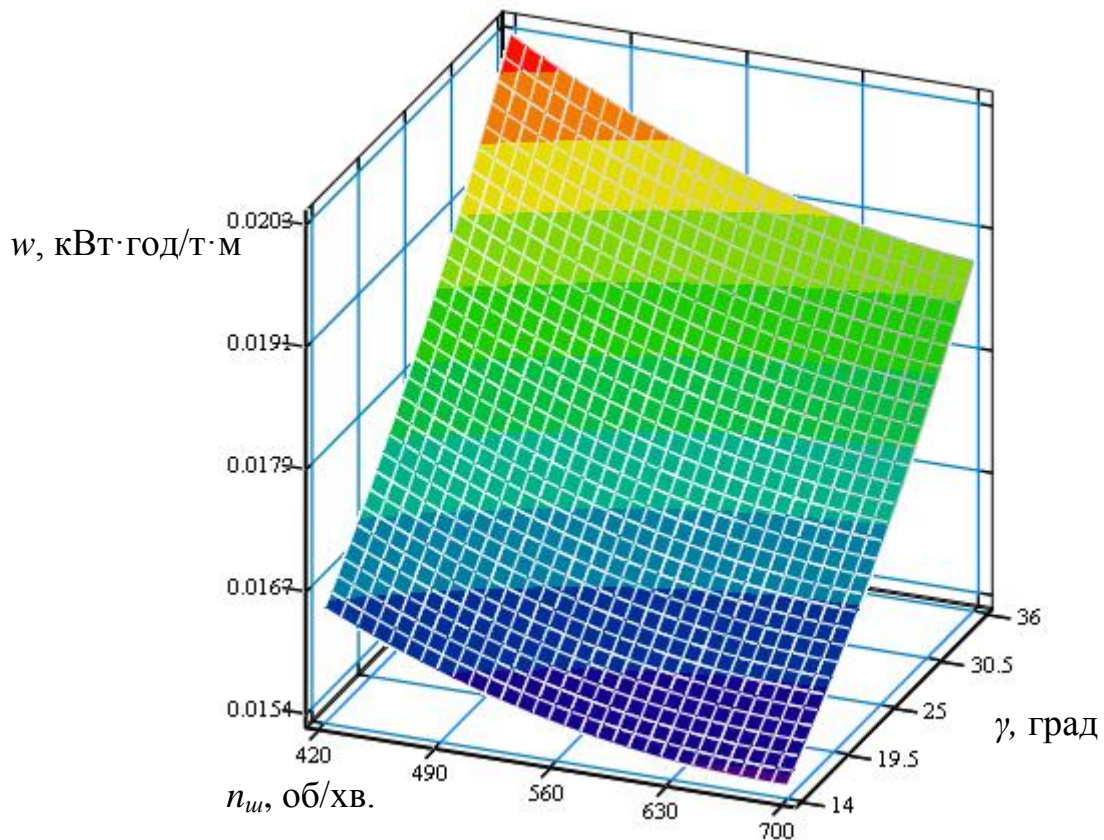


а)

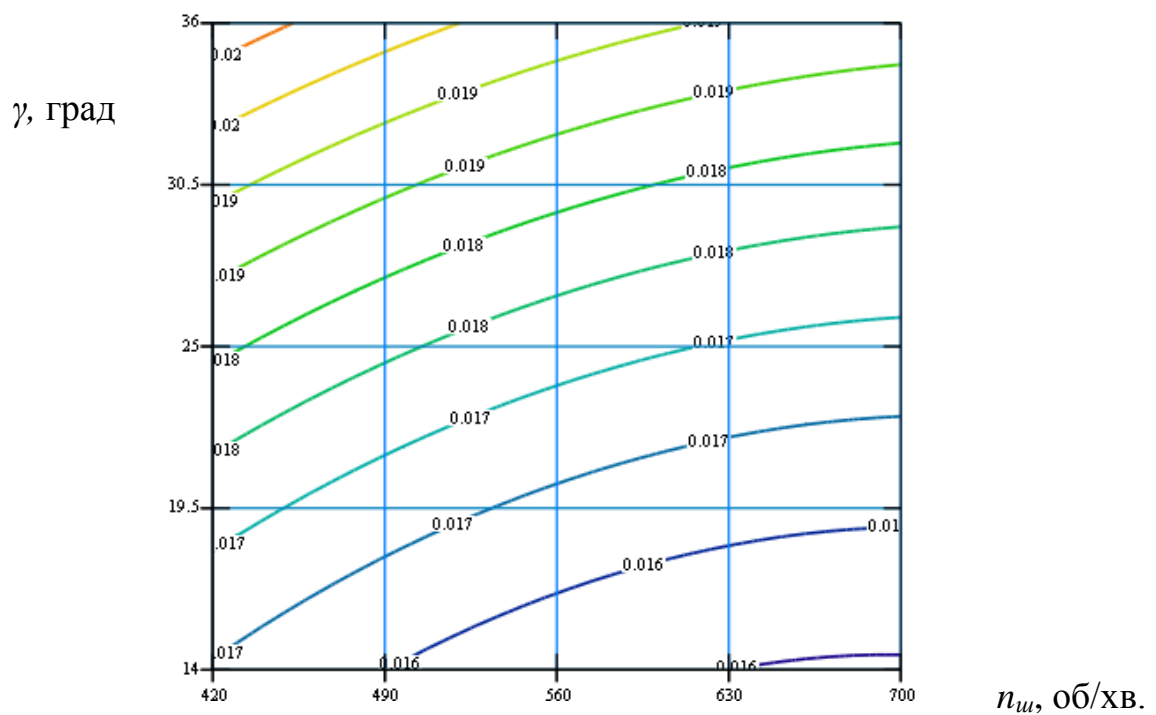


б)

Рис. 4.22. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом $w_{(n_k, \gamma)}$ при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання кожуха та кута нахилу конвеєра ($n_{ul}=700$ об/хв.)

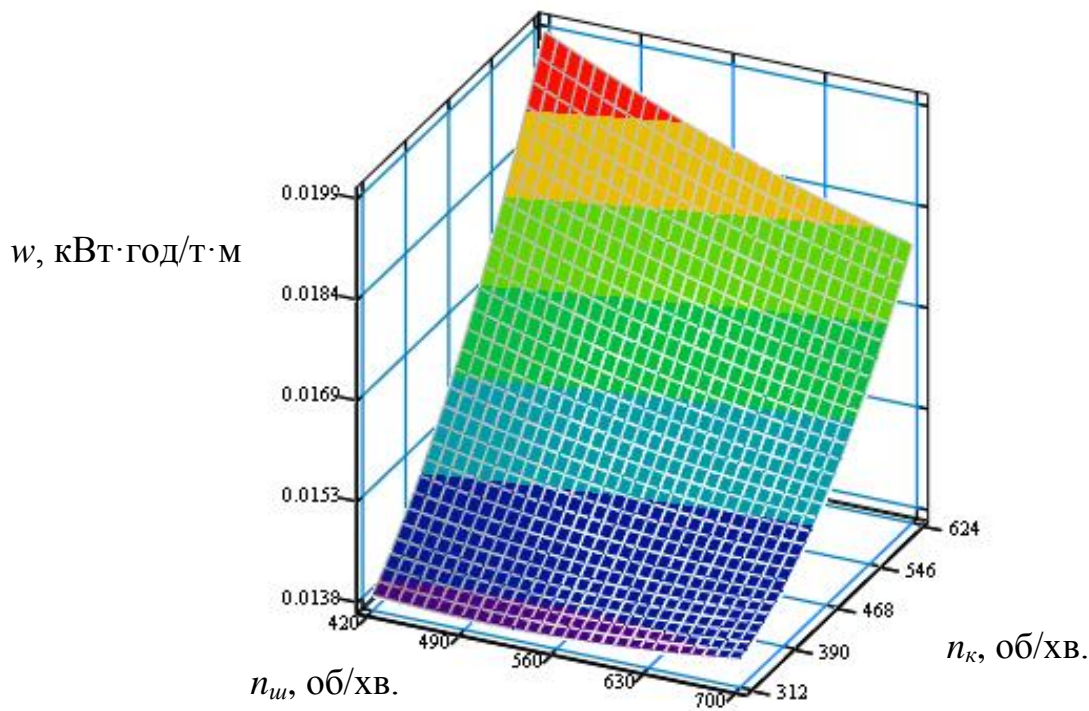


а)

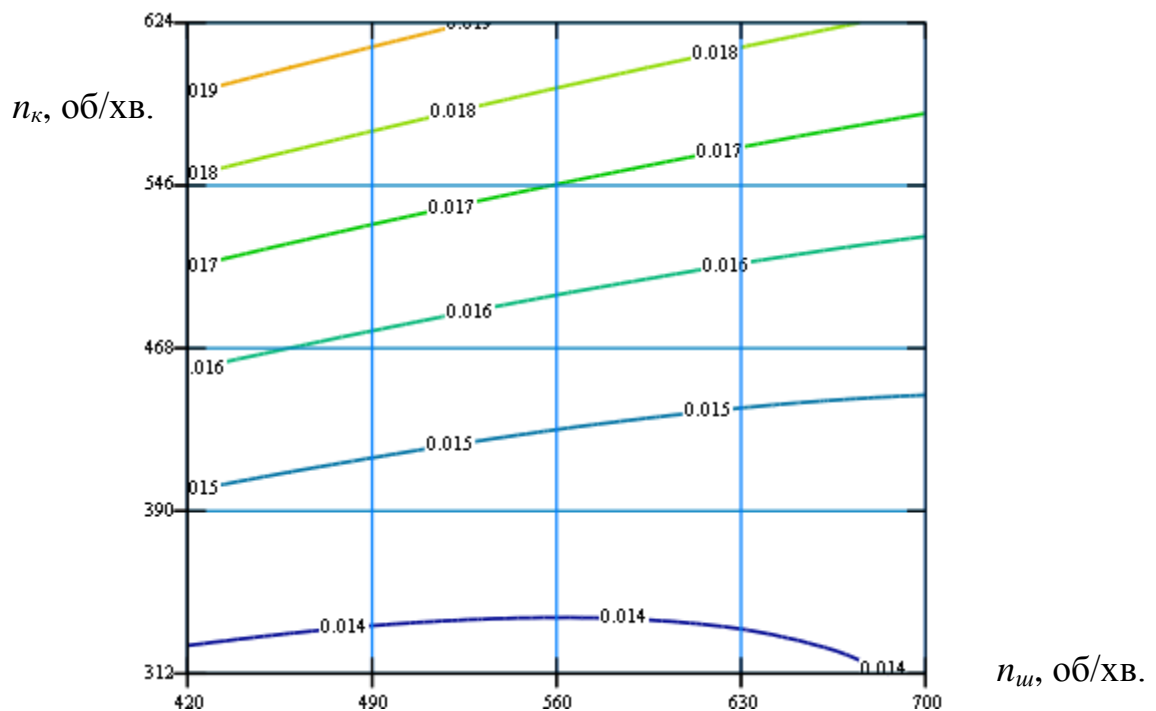


б)

Рис. 4.23. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом $w_{(n_{ш}, \gamma)}$ при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($n_{к}=480 \text{ об/хв.}$)



а)



б)

Рис. 4.24. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом $w_{(n_{ш}, n_{к})}$ при транспортуванні пшениці від частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха ($\gamma = 14$ град.)

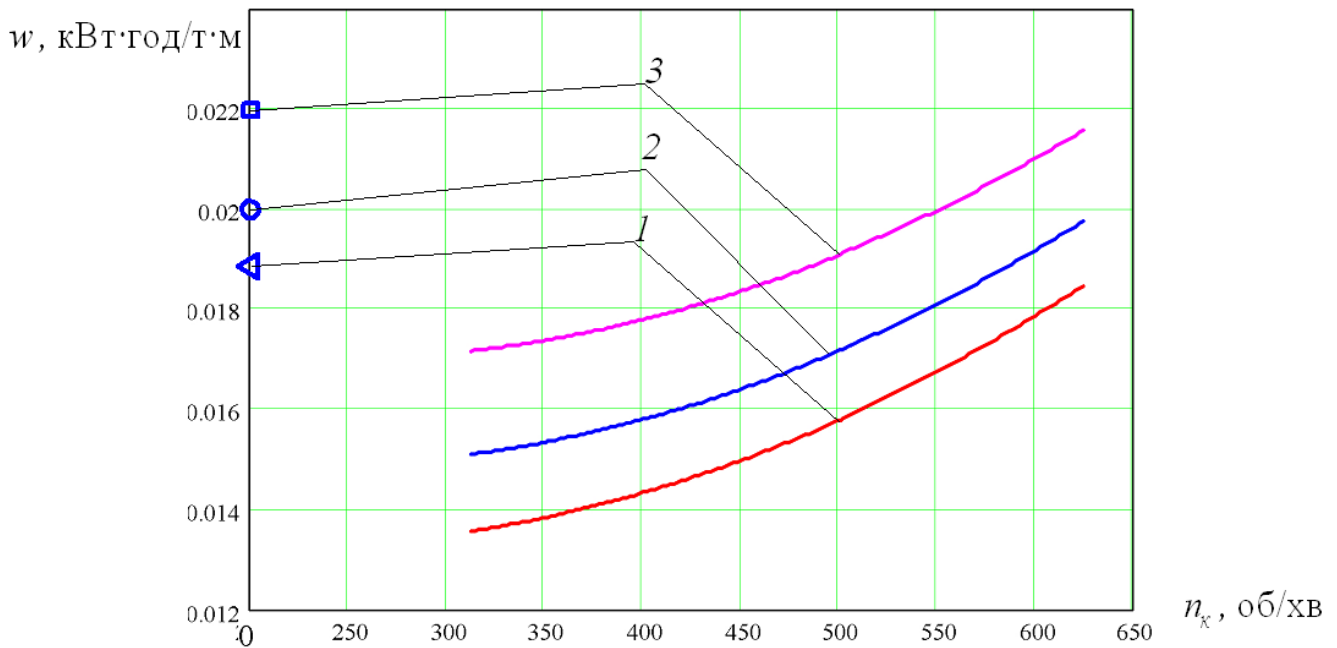


Рис. 4.25. Графіки залежності питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом від частоти обертання кожуха під час транспортування кукурудзи (діаметр шнека $D=96$ мм; частота обертання шнека $n_{ш}=700$ об/хв.): 1) $\gamma=14$ град.; 2) $\gamma=25$ град.; 3) $\gamma=36$ град.

Збільшення частоти обертання кожуха n_k , від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом від 18 до 20%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 10 до 14%.

Також за результатами досліджень встановлено (рис. 4.25), що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра призводить до зниження питомих енерговитрат конвеєра від 1,8 до 22% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження питомих енерговитрат конвеєра досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 18%.

4.6. Висновки

1. Представлено результати експериментальних досліджень продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха n_k та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів: для продуктивності: $300 \leq n_{ш} \leq 700$ (об/хв.); $200 \leq n_k \leq 760$ (об/хв.); $14 \leq \gamma \leq 36$ (град); для решти параметрів із умови забезпечення підвищеної продуктивності конвеєра: $420 \leq n_{ш} \leq 700$ (об/хв.); $312 \leq n_k \leq 624$ (об/хв.); $14 \leq \gamma \leq 36$ (град).

2. Статистично оброблено результати експериментальних досліджень та виведено рівняння регресії, що адекватно описують досліджувані процеси для визначення продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом.

3. Встановлено що із збільшенням частоти обертання шнека та частоти обертання кожуха величина продуктивності зростає, при чому найбільша продуктивність досягається під час транспортування пшениці і становить 13,49 т/год. Мінімальне значення продуктивності для транспортування кукурудзи складає 4,84 т/год. при мінімальних частотах обертання шнека та кожуха.

4. За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв., оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра. Найбільший приріст продуктивності забезпечує збільшення частоти обертання шнека.

5. Визначено, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина потужності на приводі шнека зростає, при чому найбільша потужність 0,38 кВт досягається під час транспортування пшениці. Максимальна потужність на приводі шнека гвинтового конвеєра з обертовим кожухом для транспортування кукурудзи складає 0,37 кВт, а мінімальна – 0,16 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека від 14 до 16%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту потужності від 8 до 10%.

6. Також за результатами досліджень встановлено, що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра призводить до зниження потужності на приводі шнека від 16 до 30% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження потужності на приводі шнека досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра.

7. Досліджено, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина потужності на приводі кожуха зростає, при чому найбільша потужність під час транспортування пшениці досягає 0,14 кВт. Максимальна потужність на приводі кожуха гвинтового конвеєра для транспортування кукурудзи складає 0,15 кВт, а мінімальна – 0,04 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха до 60%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту потужності на приводі кожуха від 19 до 28%. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха на 12 - 15%.

8. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу гвинтового конвеєра величина сумарної

потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра зростає, при чому найбільша потужність під час транспортування пшениці досягає 0,49 кВт. Максимальна сумарна потужність на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра для транспортування кукурудзи складає 0,52 кВт, а мінімальна – 0,2 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха від 22 до 25%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту сумарної потужності від 8 до 12%. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на 36 - 40%.

9. Також за результатами досліджень визначено, що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра із частотою обертання більше 480 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха до 14 - 16% порівняно із потужністю на шнекові при нерухомому кожусі. При цьому зменшення частоти обертання кожуха від 480 об/хв. до 312 об/хв. надає можливість знизити сумарну потужність на приводах шнека та обертового кожуха до 10 - 12% порівняно із потужністю на шнекові при нерухомому кожусі, при цьому продуктивність конвеєра з обертовим кожухом залишається вищою ніж конвеєра із нерухомим кожухом.

10. Досліджено, що із збільшенням частоти обертання кожуха, кута нахилу гвинтового конвеєра та із зменшенням частоти обертання шнека величина питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом зростає. Максимальні питомі енерговитрати конвеєра з обертовим кожухом для транспортування кукурудзи складають 0,0216 кВт·год/т·м, а мінімальні – 0,0134 кВт·год/т·м.

Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом від 18 до 20%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 10 до 14%.

11. За результатами досліджень встановлено, що надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра призводить до зниження питомих енерговитрат конвеєра від 1,8 до 22% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження питомих енерговитрат конвеєра досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра. Тому надання обертового руху кожуху гвинтового конвеєра є доцільним способом зниження питомих енерговитрат та підвищення продуктивності конвеєра під час транспортування сипких матеріалів порівняно із гвинтовим конвеєром із нерухомим кожухом.

РОЗДІЛ 5

ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

5.1. Технологічність конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами

Одним із факторів, який суттєво впливає на процесів переміщення вантажів ГКОК, є технологічність конструкції конвеєра і його деталей. Забезпечення технологічності конструкції виробу - функція підготовки виробництва, яка передбачає взаємозв'язане вирішення конструкторських і технологічних задач спрямованих на підвищення продуктивності праці, досягнення оптимальних трудових та матеріальних затрат і скорочення часу на виробництво, технічне обслуговування та ремонт виробу [28]. Відпрацювання конструкції виробу на технологічність передбачає: зниження трудомісткості і собівартості виготовлення виробу та його монтажу поза межами заводу-виробника; зниження трудомісткості, вартості і часу технічного обслуговування та ремонту виробу; зниження загальної матеріаломісткості виробу – витрат металу і паливно-енергетичних ресурсів при виготовленні, монтажі поза межами підприємства-виробника, а також технічному обслуговуванні і ремонті [137].

Відповідно при конструюванні ГКОК слід прагнути до відповідності не лише експлуатаційних вимог, але й до найбільш раціонального й економічного його виготовлення, в чому і полягає принцип технологічності конструкції. Відповідно чим менша трудомісткість і собівартість виготовлення ГКОК, тим більше він і є технологічний. Відомо [26], що основними критеріями оцінки технологічності конструкції є трудомісткість і собівартість виготовлення. Технологічність конструкції виробу [93, 114, 137] – це сукупність властивостей, які визначають його пристосованість до досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації та ремонту для заданих показників якості й умов виконання своїх функцій. Технологічність конструкції виробу в основному

залежить від п'яти груп факторів: властивостей виробу, заданої якості, умов виконання робіт у виробництві, експлуатації та ремонті. Найважливішими показниками, за якими проводять оцінку виробничої та експлуатаційної технологічності виробу, є: трудомісткість його виготовлення і технологічна собівартість, коефіцієнт використання матеріалу, витрати на конструкторську і технологічну підготовку виробництва, процеси виготовлення, контроль і випробування, витрати часу і коштів на технологічне забезпечення виробничих процесів і ремонтні роботи тощо [28].

У процесі розробки робочої документації при проектуванні ГКОК визначаються питання технологічності конструкції та собівартості виготовлення кожної деталі й складальної одиниці. Технологічність конструкції ГКОК і його деталей передбачає [25] максимально широке використання уніфікованих складальних одиниць, стандартизованих і нормалізованих деталей і приводів, що дозволяє забезпечувати виготовлення ГКОК високої якості, експлуатаційної надійності та довговічності, а також мінімізацію загальної кількості деталей і складальних одиниць в конвеєрі, що дозволяє зменшити імовірність відмови конвеєра та підвищити термін його служби.

Також до технологічних особливостей розроблення ГКОК слід віднести створення деталей найбільш раціональної форми з легкодоступними для оброблення поверхнями (відповідної твердості) для зменшення трудомісткості та собівартості механічного оброблення (необхідна твердість деталей дозволяє обробляти їх на верстатах з найбільш продуктивними режимами різання). На цьому етапі вирішуються питання технологічності способів одержання заготовок і, особливо, спіралей шнеків, з розмірами і формами, які є близькими до розмірів і форм готових деталей, що забезпечує найбільш високий коефіцієнт використання матеріалів і найменшу трудомісткість механічної обробки. Також мінімізацію чи повне усунення слюсарно-припасувальних робіт при складанні ГКОК шляхом виготовлення взаємозамінних деталей, застосування деталей-компенсаторів і механізації складальних робіт. Проводиться вибір технологічних процесів складання окремих складальних одиниць та ГКОК, і при цьому здійснюється

пошук шляхів спрощення процесів складання і можливості його паралельного виконання в просторі та часі.

При проектуванні ГКОК і його основних деталей для досягнення високого ступеня технологічності конвеєра та способу його виготовлення слід дотримуватися наступного [28]:

- низької трудомісткості виготовлення конструкції конвеєра (часу, який витрачається на виготовлення деталей, складальних одиниць і конвеєра загалом);
- високого ступеня використання металу при виготовленні деталей ГКОК (слід прагнути до показника використання металу вищого, за коефіцієнт 0,85);
- високого ступеня використання стандартних і нормалізованих деталей та складальних одиниць (слід прагнути до показника вищого за 80% при проектуванні конструкції ГКОК);
- пошуку шляхів зниження собівартості виготовлення деталей, складальних одиниць та самого конвеєра загалом;
- застосуванню високопродуктивних і маловідходних технологічних рішень, які базуються на типізації процесів і інших прогресивних форм їх організації при виготовленні ГКОК;
- підвищенню серійності ГКОК і його складових частин шляхом стандартизації, уніфікації і забезпечення конструктивної подібності;
- використанню конструкторських рішень, які забезпечують можливість транспортування ГКОК в складеному стані або у вигляді завершених складових частин, що не потребують при монтажі розбирання для розконсервації, ревізії, а також операцій по підгонці та притиранню окремих деталей та вузлів конвеєра.

Згідно ДСТУ 8371:2015 (Показники для оцінювання ремонтпридатності виробів) до складу технічних характеристик конвеєра входять показники його ремонтпридатності, до основних з яких, які слід враховувати при проектуванні ГКОК для досягнення високого рівня його технологічності, слід віднести:

- характеристику умов експлуатації та ремонту ГКОК;
- умови виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту ГКОК з врахуванням кваліфікації та складу персоналу, задіяного при експлуатації та

ремонту конвеєра;

- середню трудомісткість ремонту і технічного обслуговування конвеєра;
- обмеження номенклатури спеціального інструменту та пристосувань при

технічному обслуговуванні та ремонті конвеєра;

- обмеження типорозмірів кріпильних деталей конвеєра;
- широке використання стандартизованих і уніфікованих частин ГКОК;
- вимоги до раціональних методів і засобів контролю технічного стану

ГКОК в процесі експлуатації і ремонту;

- вимоги до доступності, легкості знімання і взаємозамінності деталей, складальних одиниць і комплектів при технічному обслуговуванні та ремонті конвеєра;

- вимоги до виконання регульовально-доводочних робіт у процесі технічного обслуговування і ремонту конвеєра;

Враховуючи досвід виготовлення експериментальних зразків ГКОК та проблем, які виникали при їх експлуатації на ранніх стадіях (при притиранні різних деталей і складальних одиниць), при конструюванні ГКОК слід враховувати вимоги, які обумовлюють можливість побудови високопродуктивних, технологічних процесів загального і вузлового складання, і зокрема можливість складання конструкції ГКОК з попередньо зібраних складових частин, а також використання принципу вузлового складання, який дозволяє здійснювати паралельне складання складових частин і самого виробу, значно буде скорочено тривалість циклу складання ГКОК.

Загалом конструкція ГКОК повинна мати просте компонування, яке не ускладнюватиме процес його складання, а використання стандартних деталей і складальних одиниць забезпечить їх доступність, відносно низьку ціну та серійність випуску, що забезпечить низьку трудомісткість і собівартість виготовлення ГКОК.

5.2. Методика інженерного розрахунку гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

На стадії конструкторської підготовки проектується конструкція ГКОК, здійснюється підбір типових деталей, складальних одиниць, електроприводів, визначається конструкція завантажувального механізму і гвинтового робочого органу тощо. Особливі вимоги висуваються до конструкції завантажувального механізму, яка визначає умови самовільного протікання сипких вантажів у зону транспортування ГКОК та в значній мірі його продуктивність. Головною умовою при створенні бункера ГКОК є закладення в його конструкцію більшого кута нахилу його направляючих стінок за кут природного укосу транспортованого сипкого вантажу, який визначається з його реологічних властивостей. Також правильний вибір конструктивних параметрів шнека (внутрішнього та зовнішнього діаметра і кроку) усуває появу забивання кожуха конвеєра при переміщенні вантажу та утворення «мертвої зони», яка може виникати в процесі захоплення матеріалу, а також сприяє запроектованій продуктивності ГКОК.

Загалом при проектуванні ГК керуються ДСТУ 2672-94 [72], ДСТУ 2763-94 [73], ДСТУ 3278-95 [128], ДСТУ 3973-2000 [129], ДСТУ 3974-2000 [130], ДСТУ ГОСТ 2.601:2006 [48], ДСТУ ГОСТ 2.001:2006 [49], що встановлюють загальні технічні вимоги до ГК, визначають правила виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт при проектуванні виробів тощо. При інженерному розрахунку ГКОК слід керуватися цілим рядом взаємозв'язаних параметрів, ступінь важливості яких може змінюватися у кожному конкретному випадку. Основним критерієм при виборі ГКОК є властивості транспортованого вантажу, зокрема його густина, вологість, розміри частинок, температура, абразивні властивості тощо.

Другим головними параметром є продуктивність ГКОК. Якщо планується використовувати конвеєр для безперервної подачі матеріалу при дотриманні точних вимог щодо забезпечення відповідної продуктивності, то слід передбачити наявність технічних засобів, які дозволяють регулювати продуктивність в бажаних межах. Для забезпечення максимальної продуктивності ГКОК його

потрібно експлуатувати при високошвидкісному режимі при обертанні шнека із частотою обертання від 700 об/хв. і вище та обертанні кожуха з частотою від 312 об/хв. до 624 об/хв.

До третього головного критерію доцільно віднести групу параметрів, які описують геометрію проектного ГКОК, зокрема: довжину шнека, кут нахилу спіралі шнека, розміри і виконання завантажувального (бункера) і розвантажувального патрубків тощо.

Послідовність проектування ГКОК, з врахуванням розроблених методик створення механізмів, які викладені в працях [8, 12, 27, 34, 36, 39, 52, 55-58, 60, 62, 65, 69, 70, 72-80, 87, 89, 92, 111, 116, 118, 139, 143], наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Структура послідовності проектування гвинтового конвеєра з обертовим кожухом

№ з/п	Вихідні дані для розрахунку	Розрахунковий параметр	Залежність для розрахунку
1	2	3	4
1	Q, L, ρ, γ	Коефіцієнт швидкохідності P	Вибирають із довідкових даних [122] для швидкохідних ГК $P \geq 15$
2	Q_{max}	n_k	Згідно експериментальних даних п. 4.1: $n_k=400\dots600$ об/хв.
3	$\psi, k_\gamma, \varphi_0, k_d$	D	На основі рівняння (2.46), враховуючи те, що $d = k_d D$ і продуктивність по довжині шнека є постійною величиною, знаходимо: $D = 2 \sqrt{\frac{Q}{\psi k_\gamma \varphi_0 z_2 (16 - k_d^2)}}$ Коректування величини D згідно стандартів.

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4
4		$n_{ш}$	$n_{ш} = \frac{30\sqrt{\frac{2Pg}{D}}}{\pi}$
5	k_T	T	$T = k_T D$, для зернових матеріалів $k_{T1} = 0,9 \dots 1,25$
6	L	i	$i = L/T$
9		d	$d = k_d D$, де k_d - коефіцієнт діаметра вала ($k_d = 0,25 \dots 0,3$).
10		m_B	$m_B = \frac{\pi \cdot i (D^2 - d^2)}{4} \varphi_0 T \rho \quad (2.40)$
11		α	$\alpha = \arctg\left(\frac{T}{2\pi R}\right) \quad (2.32)$
12		Зазор між кожухом і шнеком	Три середніх діаметри зерен, або менший діаметр зерен
13		$\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$	(2.9)
14		$\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{z}_2$	(2.12), (2.13)
15		\dot{s}_2	(2.17)
16		\dot{s}_1	(2.16)
17		$\ddot{x}_A, \ddot{y}_A, \ddot{z}_A$	(2.18)
18	f_1, f_2	N_1	(2.37)
19		N_2	(2.36)
20	k_n, k_H, k_f, k_e	$M_{ш}$	(2.41), (2.48)
21		M_K	(2.44)
22		$N_{ш}$	$N_{ш} = \frac{M_{ш} n_{ш}}{9750} \quad (2.42)$
23		N_K	$N_K = \frac{M_K n_K}{9750} \quad (2.45)$
24		w	(2.47)
25		$N_{\partial\delta}$	Вибір двигунів, пасових передач та муфт із каталогів

Подальший вибір конструктивних параметрів ГКОК за відомими режимами та кутом нахилу гвинтової поверхні доцільно проводити у відповідності методики, що мінімізує матеріаломісткість та представлена в [34, 62].

Для розрахунку ГК, що знаходяться в межах змінних параметрів $420 \leq n_{ш} \leq 700$ (об/хв.); $312 \leq n_k \leq 624$ (об/хв.); $14 \leq \gamma \leq 36$ (град) для кукурудзи, пшениці і ячменю рекомендується використовувати регресійні залежності (4.4 - 4.6, 4.10 - 4.12, 4.19 - 4.21, 4.31 - 4.33), отримані для ГКОК із діаметром шнека 0,096 м і робочою довжиною шнека 1,7 м. Для інших типорозмірів ГКОК отримані залежності можна використовувати із врахуванням основних положень теорії подібності згідно рекомендацій А.М. Григор'єва [34]. Так, якщо ГКОК відрізняються масштабним фактором $\mu_M = D_k/D$, то основні конструктивні лінійні розміри проектованого подібного ГКОК будуть визначатись як $L = \mu_M L_0$. У цьому випадку, із врахуванням масштабу μ_M , кутові та лінійні швидкості будуть $\omega = \mu_M^{-0,5} \omega_0$, $v = \mu_M^{0,5} v_0$; сили, навантаження, реакції $F = \mu_M^2 F_0$; крутильні, згинальні моменти $M = \mu_M^3 M_0$; продуктивність $Q = \mu_M^{5/2} Q_0$; потужність та робота $N = \mu_M^{5/2} N_0$, $A = \mu_M^{5/2} A_0$. При цьому для повної подібності процесу вимагається рівність коефіцієнтів зовнішнього тертя вантажу та кутів підйому спіралі шнека конвеєра [119].

Також згідно рекомендацій [57, 62, 124] зовнішній діаметр спіралі шнека повинен бути в 12 разів більшим за розміри типових кусків сортованих технологічних вантажів і в 4 рази більшим розміру типового куска сипкого рядового технологічного вантажу, а коефіцієнт кроку спіралі слід вибирати тим більшим, чим легший вантаж, у межах від 0,8 до 1,0. Також згідно цих рекомендацій коефіцієнт заповнення внутрішнього простору кожуха конвеєра для горизонтальних і полого нахилених ГК доцільно вибирати в межах 0,5...0,7 для забезпечення максимальної продуктивності ГКОК, а бункер слід виготовляти із листової сталі товщиною 1,5...3 мм.

5.3. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій гвинтових конвеєрів

Розроблена конструкція гвинтового конвеєра з обертовим кожухом дозволяє використовувати відцентрові сили при транспортуванні, а також частково впливати на процеси тертя між сипким матеріалом та робочими елементами гвинтового конвеєра. Проте з метою покращення функціонування ГК нами розроблено не лише досліджувану конструкцію ГКОК, а й запропоновано цілий ряд інших перспективних напрямків вдосконалення ГК. Тож проведемо їх аналіз.

Гвинтовий конвеєр з обертовими завантажувальними кожухом і гвинтом (рис. 5.1) [96] виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено гвинт 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. У верхній нерухомій частині 4 циліндричного кожуха 3 закріплено двигун 5, який жорстко з'єднано з валом 1, та розташовується вивантажувальний патрубок 6. Нерухома частина 4 циліндричного кожуха 3 з'єднана з його рухомою частиною 7 через підшипниковий вузол 8 відомим способом. На нерухомій частині кожуха 4 також розташовано додатковий двигун 9, який служить приводом для нижньої рухомої частини кожуха 7. У нижній частині гвинта 2, що не знаходиться в циліндричному кожусі 3, закріплено прямокутні завантажувальні лопатки 10. Також у нижній торцевій рухомій частині 7 циліндричного кожуха 3 закріплено завантажувальні спіральні лопатки 11, виконані з напрямком навивки протилежним до напрямком навивки гвинта 2. Нижній кінець вала 1 встановлено в підшипниковій опорі 12 в наконечнику 13, який за допомогою кронштейнів 14 з'єднано через підшипниковий вузол 15 з нижньою рухомою частиною кожуха 7 відомим способом. У верхній нерухомій частині кожуха 4 закріплено регульовальні опори 16.

Робота гвинтового конвеєра з обертовими завантажувальними кожухом і гвинтом здійснюється наступним чином. Наконечник 13 гвинтового конвеєра встановлюють у сипкий матеріал і вмикають двигуни 5 і 9, які приводять в різносторонній рух вал 1 з гвинтом 2 та рухому частину циліндричного кожуха 7. Під дією гвинта 2 та лопаток 10 і 11 сипкий матеріал подається до циліндричного

кожуха 3, де гвинтом 2 і рухомою частиною циліндричною кожухою 7 транспортується в зону вивантаження до вивантажувальною патрубком 6. По мірі забору сипкого матеріалу наконечник 13 здійснює заглиблення в сипкий матеріал. Лопатки 10 і 11 сприяють інтенсивнішому завантаженню кожухою гвинтового конвеєра шляхом нагортання транспортованого матеріалу на гвинт 2. Потрібна висота підйому транспортованого матеріалу регулюється регулювальними опорами 16.

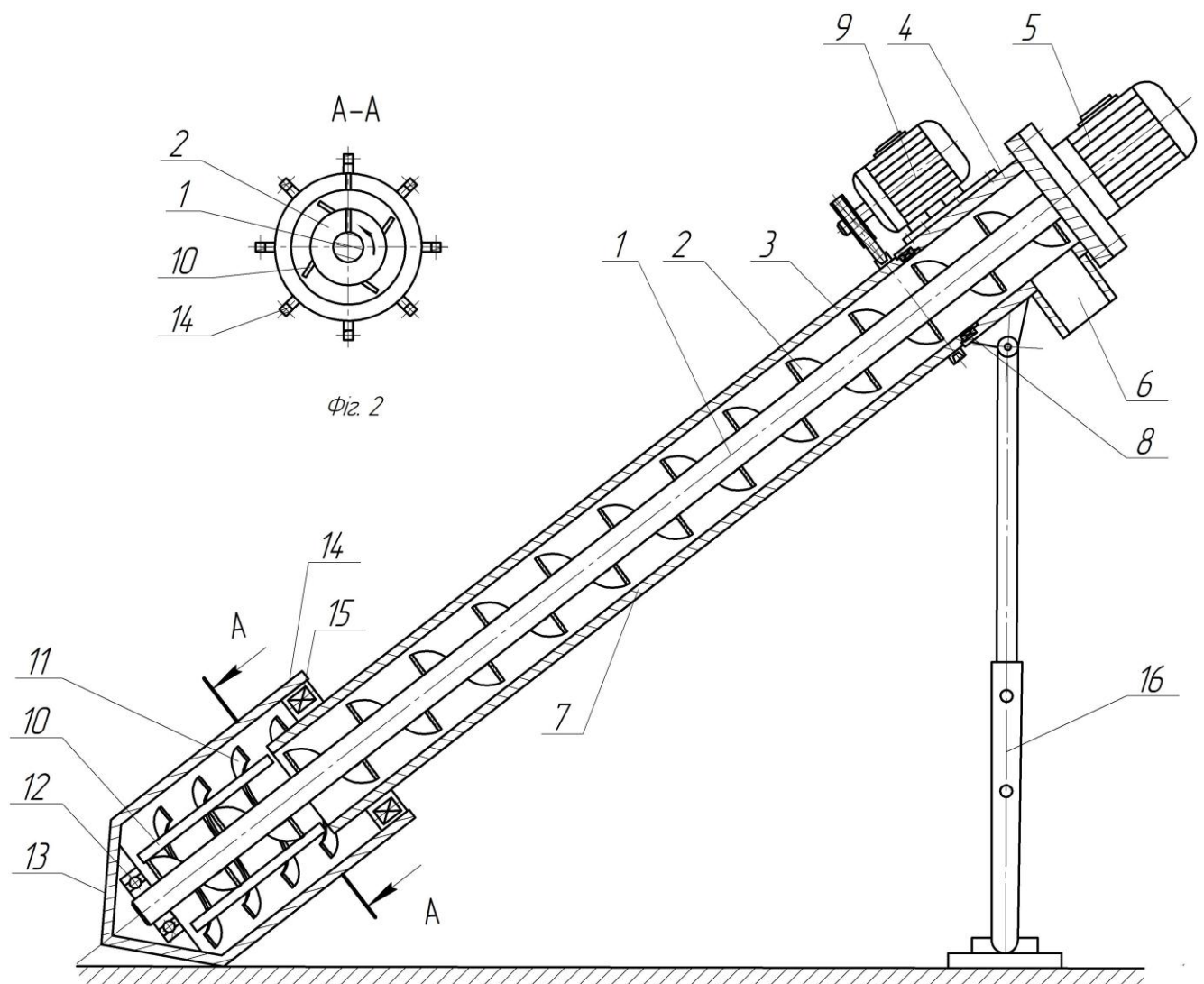


Рис. 5.1. Гвинтовий конвеєр з обертовими завантажувальними кожухою і гвинтом

До переваг гвинтового конвеєра з обертовими завантажувальними кожухою і гвинтом належить підвищення продуктивності завантаження сипкого матеріалу.

Гвинтовий конвеєр з регульованим завантаженням (рис. 5.2) [97] виконано у вигляді вала 1, до якого жорстко закріплено гвинт 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. У верхній частині циліндричного кожуха 3 закріплено двигун 4, який жорстко з'єднано з валом 1, та розташовується вивантажувальний патрубок 5. На нижній частині гвинта 2, що не знаходиться в циліндричному кожусі 3, закріплено лопатки 6.

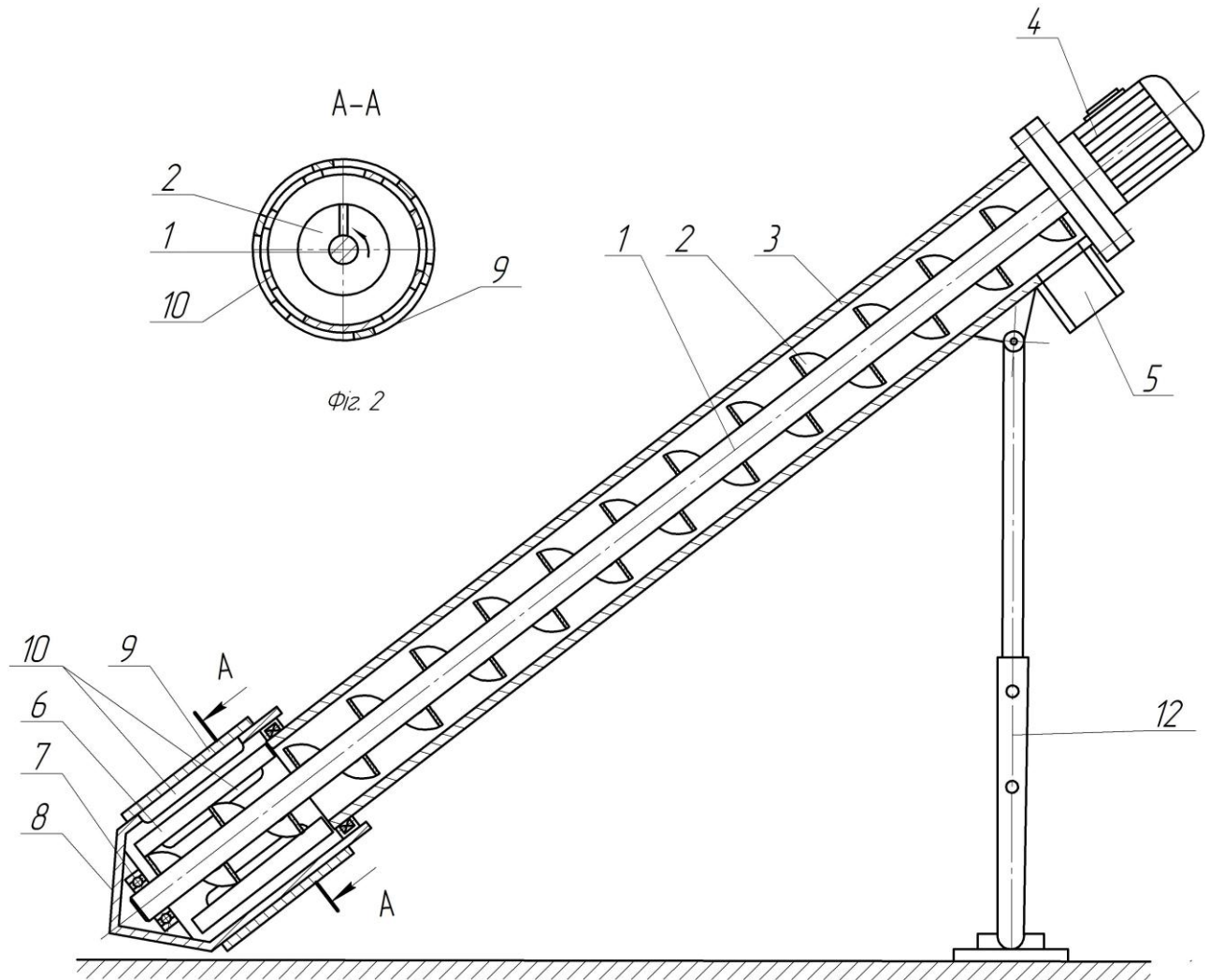


Рис. 5.2. Гвинтовий конвеєр з регульованим завантаженням

Нижній кінець вала 1 встановлено в підшипниковій опорі 7 в наконечнику 8, який за допомогою кронштейнів 9 з'єднано з кожухом відомим способом. В наконечнику 8 виконано отвори 10 для завантаження сипкого матеріалу, а на його зовнішній циліндричній поверхні розташовано регулятор завантаження (на

кресленні не показано). У верхній частині кожуха 3 закріплено регульовальні опори 11.

Робота гвинтового конвеєр з регульованим завантаженням здійснюється наступним чином. Наконечник 8 гвинтового завантажувача встановлюють у сипкий матеріал і вмикають двигун 4, який приводить в рух вал 1 з гвинтом 2. Сипкий матеріал через отвори 10 завантажується до наконечника 8 і під дією гвинта 2 та лопаток 6 подається до кожуха 3, де гвинтом 2 транспортується в зону вивантаження до вивантажувального патрубку 5. Обсяги завантаження сипкого матеріалу в наконечник 8 регулюються регулятором завантаження 11. По мірі забору сипкого матеріалу наконечник 8 здійснює заглиблення в сипкий матеріал. Лопатки 6 сприяють інтенсивнішому завантаженню кожуха гвинтового завантажувача шляхом нагортання транспортованого матеріалу на гвинт 2. Потрібна висота підйому транспортованого матеріалу регулюється регульовальними опорами 11.

До переваг гвинтового конвеєра з регульованим завантаженням належить підвищення продуктивності завантаження сипкого матеріалу.

Гвинтовий конвеєр з ексцентричним кожухом, що повертається (рис. 5.3) [103], виконано у вигляді вала 1 з гвинтовою спіраллю 2, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю кругового повертання. Вал 1 встановлено в бокових опорах 4 і 5 і на ньому ексцентрично розташовано циліндричний кожух 3 з можливістю відносного повертання. Розташування кожуха фіксується болтом 6, що знаходиться в боковій опорі 4. На циліндричному кожуху 3 розташовані з можливістю відносного повертання секціями бункер 7 та вивантажувальний патрубок 8, які, відповідно, кріпляться до кожуха 3 болтами 9 і 10. На ділянках розташування секцій бункера 7 та вивантажувального патрубка 8 в циліндричному кожусі 3 виконано отвори 11 і 12 для просипання матеріалу.

Повертання ексцентричного кожуха гвинтового конвеєра здійснюється наступним чином. В процесі експлуатації для ефективного транспортування та змішування матеріалів різних фракцій регулюється необхідна величина зазору між нижньою частиною кожуха 3 з гвинтовою спіраллю 2 шляхом

ексцентричного провертання циліндричного кожуха 3 відносно вала 1. Після регулювання необхідної величини зазору між нижньою частиною кожуха 3 з гвинтовою спіраллю 2 проводиться фіксація кожуха 3 болтом 6 до бокової опори 4.

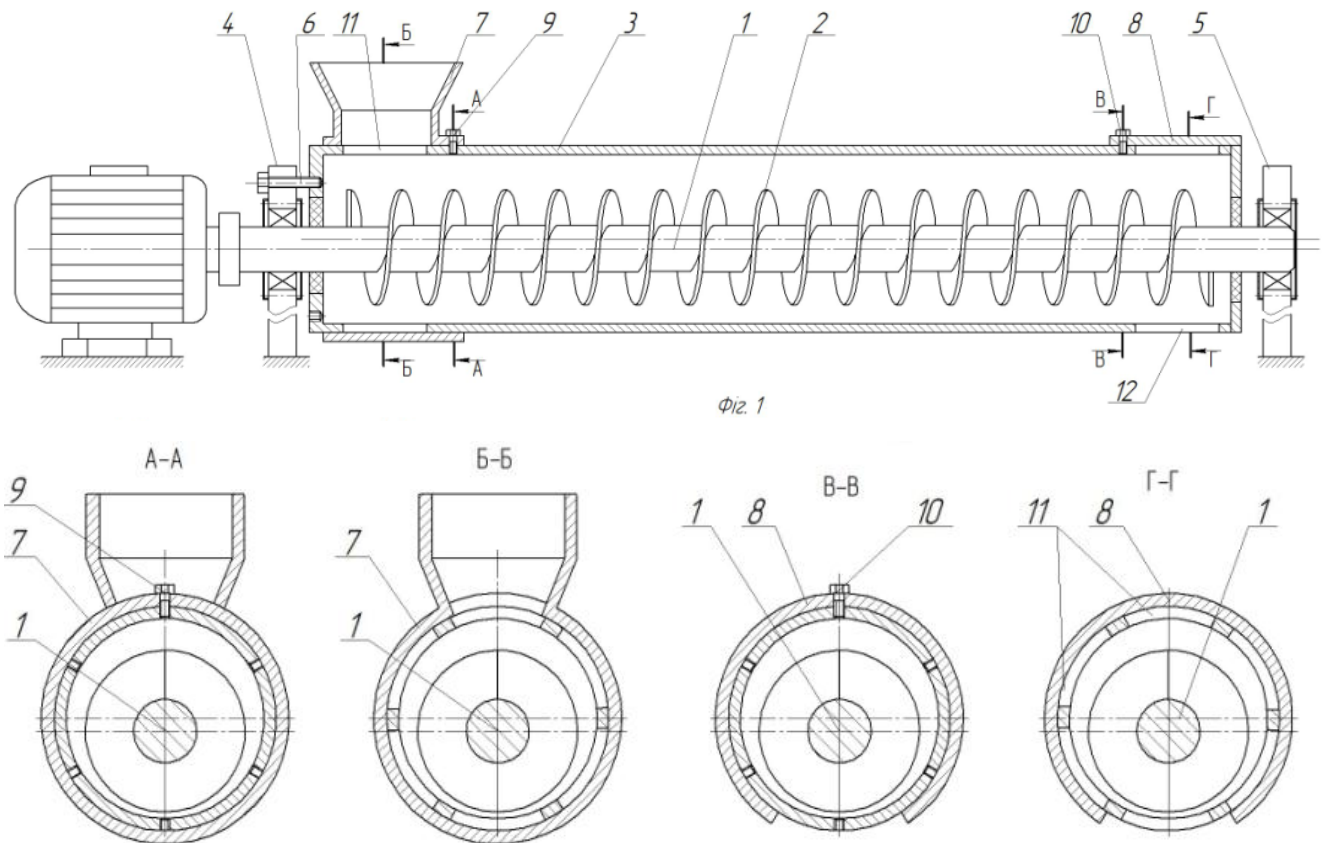


Рис. 5.3. Гвинтовий конвеєр з ексцентричним кожухом, що провертається

До переваг гвинтового конвеєра з ексцентричним кожухом, що провертається, належить розширення технологічних можливостей експлуатації.

Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха (рис. 5.4) [104], виконано у вигляді гвинта 1, що знаходиться в циліндричному кожусі 2 з можливістю кругового провертання. Циліндричний кожух 2 виконано у вигляді згорнутого листа в трубу, яка за допомогою розміщених на ній хомутів 3 і 4 може змінювати діаметр.

Зміна діаметра кожуха гвинтового конвеєра здійснюється наступним чином. В процесі експлуатації при необхідності підвищення продуктивності

транспортування сипкого матеріалу певної фракції створюється відповідний зазор між гвинтом 1 і циліндричним кожухом 2 розтиском-затиском хомутів 3 і 4.

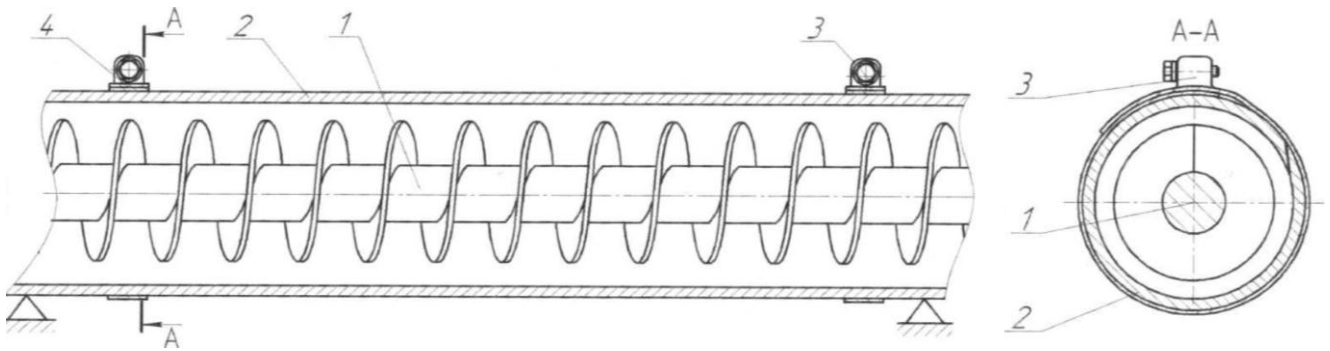


Рис. 5.4. Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха

Перевагами гвинтового конвеєра зі змінним діаметром кожуха є підвищення ефективності експлуатації.

Гнучкий гвинтовий конвеєр із компенсаційним з'єднанням (рис. 5.5) [102] виконано у вигляді гвинтової спіралі 1, яка знаходиться в жорсткому циліндричному кожусі з бункером 2 і закріпленому на ньому циліндричному гнучкому кожусі 3, що разом з двигуном 4 розташовані на опорній плиті 5. Ліву частину гвинтової спіралі 1 закріплено на втулці 6, що лівою частиною розташована на приводному валу 7. У правій частині приводного вала 7 виконано наскрізний отвір 8, в якому розташовано пружину стискування 9 і кульки 10, що входять в зачеплення з круговим пазом 11, який виконано на внутрішній поверхні лівої частини втулки 6. У правій частині втулки 6 розташовано шайби з кулачками 12 і в їх отворах пружина скручування 13, яку закріплено відомим способом на торці приводного вала 7 та торцевої шайби 14, яку закріплено до торця правої внутрішньої частини втулки 6. Шайби з кулачками 12 при відносному повертанні мають можливість входити в зачеплення одна з одною, з торцевою шайбою 14 та кулачками 15, що виконані на правій торцевій поверхні приводного вала 7.

В нерухомому стані шайби з кулачками 12, що знаходяться у внутрішній частині втулки 6, знаходяться в розімкненому стані. При вмиканні привода

обертальний рух з двигуна 4 передається через кулачки 15 приводного вала 7 на шайби з кулачками 12 і торцеву шайбу 14, викликаючи поступове скручування пружини скручування 13 та їх змикання, а з торцевої шайби 14 на втулку 6 і закріплену на ній гвинтову спіраль 1. При цьому запуск у обертальний рух гвинтової спіралі 1 проходить поступово без значного динамічного навантаження. При подачі сипкого матеріалу до циліндричного кожуха з бункером 2 він попадає на спіраль 1 і транспортується до місця вивантаження по циліндричному гнучкому кожусі 3. При зупинці конвеєра під дією пружини скручування 13 шайби з кулачками 12 повертаються в 40 попередній розімкнений стан.

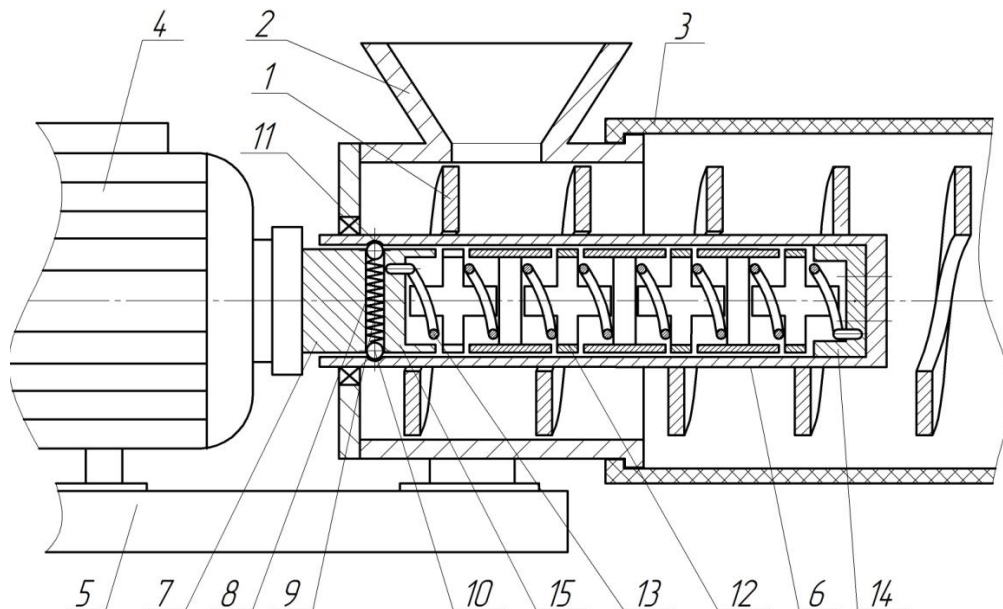


Рис. 5.5. Гнучкий гвинтовий конвеєр із компенсаційним з'єднанням

До переваг гнучкого гвинтового конвеєра із компенсаційним з'єднанням належить підвищення надійності та довговічності.

Гвинтову спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій (рис. 5.6) [101] виконано у вигляді двох спіралей 1 і 2, які внутрішніми діаметрами крайніх витків жорстко закріплені на 15 двох частинах оправки 3 і 4, що з'єднується за допомогою ідентичних конусоподібних кулачкових поверхонь 5 і 6 різної конфігурації і пружинно-болтового з'єднання 7. Пружинно-болтове з'єднання 7 складається з болта 8, який знаходиться в отворах обох частин

оправки 3 і 4. На болті 8 з обох сторін частин оправки 3 і 4 розташовуються тарілчасті пружним 9 і 10, які затискаються гайкою 11.

Гвинтова спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій працює наступним чином. Під час обертання гвинтової спіралі обертовий момент з однієї спіралі 1 передається на іншу спіраль 2 за допомогою двох частин оправки 3 і 4, що притискаються одна до одної ідентичними конусоподібними кулачковими поверхнями 5 і 6 пружинно-болтовим з'єднання 7. При виникненні перевантаження тарілчасті пружини 9 і 10, які розташовуються на болті 8, стискаються, що забезпечує провертання конусоподібних кулачкових поверхонь 5 і 6 одна відносно одної.

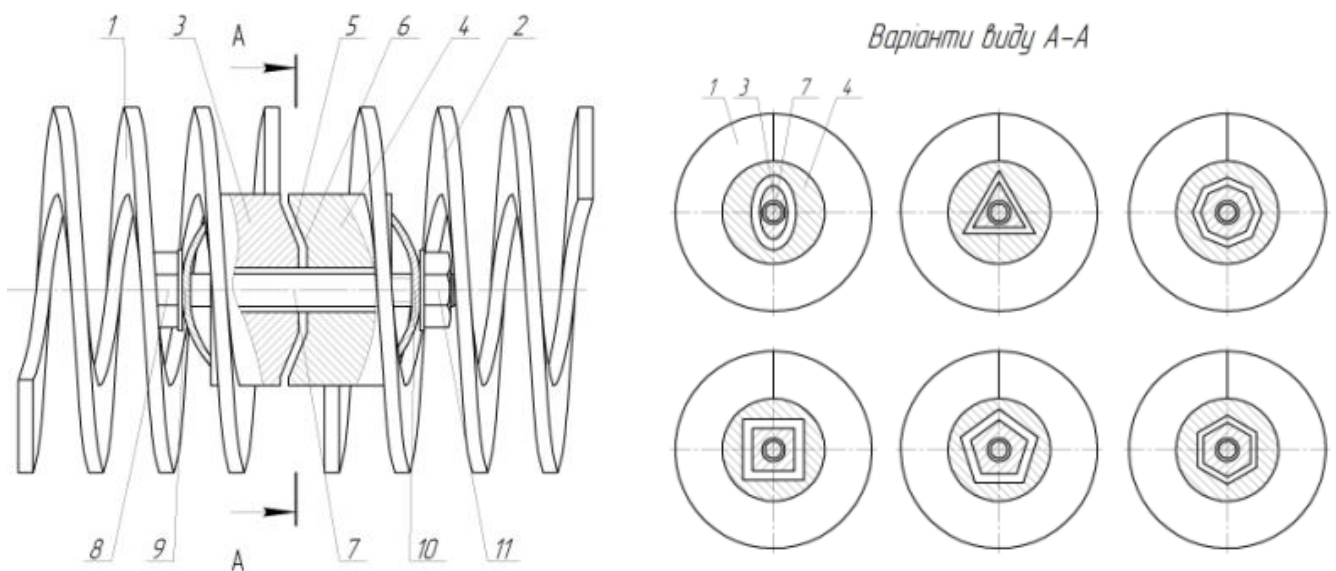


Рис. 5.6. Гвинтова спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій з варіантами виконання

До переваг гвинтової спіралі з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій належить підвищення міцності й надійності конструкції.

Пружний гнучкий гвинтовий робочий орган (рис. 5.7) [100] виконано у вигляді з'єднаних між собою окремих гвинтових секцій 1 та безвісної гвинтової спіралі 2, яка жорстко кріпиться до крайньої гвинтової секції, що знаходяться в циліндричному гнучкому кожуху 3 з можливістю кругового провертання. Секції 1

складаються з круглої лівої центральної шайби 4 та правої центральної приводної планки 5, які жорстко з'єднані між собою двома радіально розміщеними стяжними пальцями 6, закріпленими на їх торцях. По зовнішньому діаметру стяжні пальці 6 жорстко з'єднані з 35 гвинтовими елементами 7. Секції 1 з'єднані між собою через круглу ліву центральну шайбу 4 та праву центральну приводну планку 5 центральним стяжним болтом 8, на якому розташовано дві сферичні шайби 9 з двох сторін центральної приводної планки 5 з можливістю шарнірного провертання. Вільний кінець центрального стяжного болта 8 жорстко з'єднаний з кріпильною шайбою 10. В кріпильній шайбі 10 по зовнішньому діаметру жорстко закріплено правий відігнутий кінець гвинтової пружини 11, що розміщена між двома радіально розміщеними стяжними пальцями 6. Лівим кінцем гвинтова пружина 11 жорстко з'єднана з лівою центральною шайбою 4. До центральних приводних шайб 4 жорстко закріплені радіально розташовані два приводні штирі 12, які взаємодіють з правими центральними приводними планками 5 сусідніх секцій.

В нерухомому стані приводні штирі 12 гвинтових секцій 1 знаходяться на максимально віддаленій відстані від місця їх змикання з правими центральними приводними планками 5, що забезпечується їх відносним провертанням під дією гвинтових пружин 11. Обертальний момент передається від приводу (на кресленні не показано) на першу секцію групи секцій 1, а з неї через праву центральну приводну планку 5 на приводні штирі 12 наступної секції групи секцій 1 і далі на інші секції гнучкого гвинтового органа та безвісну гвинтову спіраль 2, тим самим забезпечуючи транспортування сипкого вантажу по циліндричному гнучкому кожуху 3 по заданій криволінійній траєкторії. При цьому на початковому етапі передавання обертального моменту проходить відносно провертання секцій із скручуванням гвинтових пружин 11 та їх змикання через праві центральні приводні планки 5 та приводні штирі 12. При зупинці пружного гнучкого гвинтового робочого органа під дією гвинтових пружин 11 проходить розмикання секцій 1 шляхом їх відносного провертання та відведення приводних штирів 12 на максимально віддалену відстань від місця їх змикання з правими центральними

приводними планками 5. Роль гвинтових пружин 11 полягає у компенсуванні пускового навантаження на елементи гнучкого гвинтового робочого органа, що дозволяє його плавно запускати й уникати поломок.

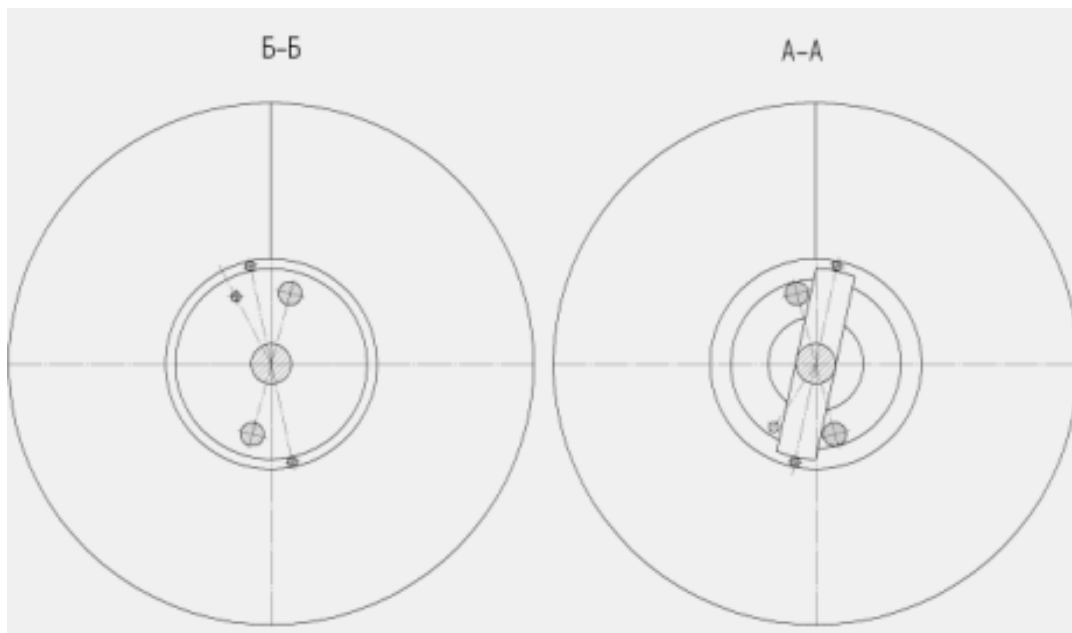
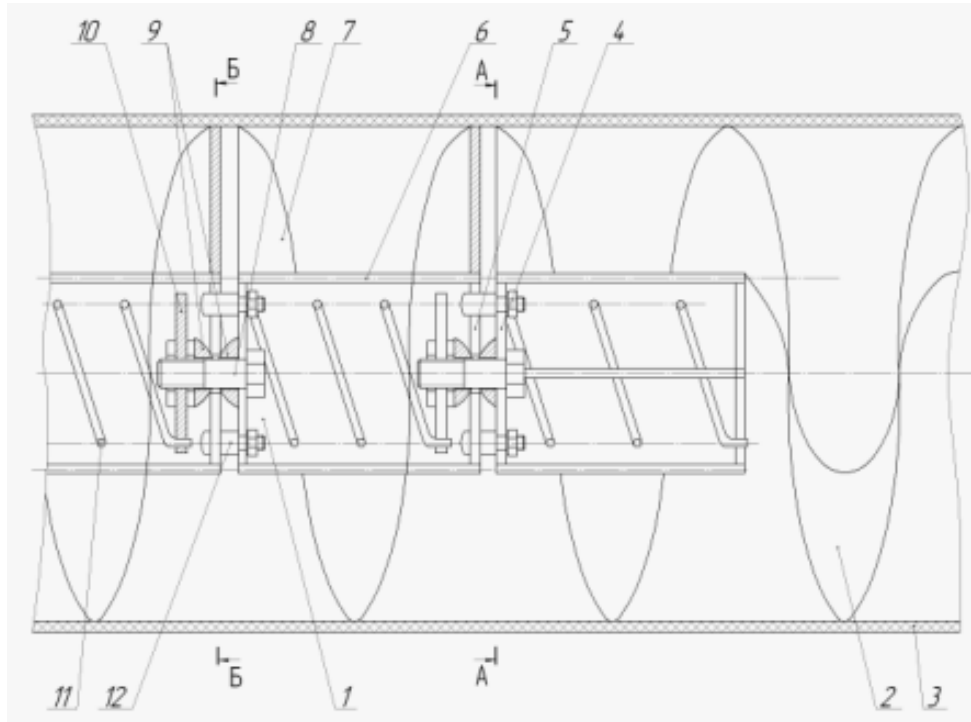


Рис. 5.7. Пружний гнучкий гвинтовий робочий орган

До переваг пружного гнучкого гвинтового робочого органа належить підвищення його надійності та довговічності.

5.4. Визначення економічної ефективності від використання гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами

Економічна ефективність є одним з головних критеріїв вибору будь-яких механізмів і машин, і в тому числі гвинтових конвеєрів. Тому визначення економічного ефекту від використання ГКОК, який є її узагальнюючим показником, дозволить правильно оцінити доцільність їх створення та експлуатації [136]. Для підвищення продуктивності виконання ГК транспортування часто необхідні значні необґрунтовані енерговитрати, що не забезпечують ефективності процесу. Тому, для отримання високої продуктивності виконання транспортно-технологічних процесів гвинтовими механізмами можливе створення їх модернізованих конструкцій з транспортуючими кожухами, які дозволяють забезпечувати зрушування транспортуючого матеріалу з метою забезпечення необхідного тертя шнека з матеріалом та кожухом, що дозволить підвищити продуктивність праці транспортних операцій. Відповідно метою визначення економічної ефективності є проведення техніко-економічного обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою ГКОК.

При проектуванні гвинтових конвеєрів керуються ДСТУ 2672-94, який встановлює загальні технічні вимоги до них. Основними факторами, що впливають на проектування гвинтових конвеєрів, є [28, 89]: специфіка функціонального призначення і вимоги по виконанню транспортно-технологічних операцій; мінімізація енерговитрат; висока продуктивність; надійність і безпека в експлуатації; мінімізація габаритів і ваги; універсальність використання; простота конструкції; конструктивна наслідуваність; використання максимальної частки уніфікованих частин і мінімізація їх загальної кількості; вимоги до транспортування, експлуатаційної готовності, технічного обслуговування тощо.

На основі проведеного патентного пошуку, аналізу наукових літературних джерел і проведеного синтезу нами розроблено ряд конструкцій ГКОК. На базі них спроектовано і виготовлено експериментальну установку, на якій проводились дослідження ГКОК. За результатами досліджень встановлено, що

підвищення частоти обертання кожуха n_k призводить до підвищення продуктивності Q гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно з його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха n_k вище 620 об/хв. є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивність конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 460 до 620 об/хв., оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра, при різних частотах обертання шнека $n_{ш}$. В подальших розрахунках керуватимемось оптимальними частотами обертання кожуха в межах від 460 до 620 об/хв., що дозволяють максимально збільшити продуктивність ГКОК.

В таблиці 5.2 і таблиці 5.3 наведені експериментальні дані потужності і обертового моменту в процентному співвідношенні, які зафіксовані у вікнах моніторів персональних комп'ютерів при проведенні серії експериментів з допомогою перетворювачів частоти серії Altivar.

Таблиця 5.2

Результати заміру потужності і обертового моменту на валу шнека при відповідній частоті обертання кожуха

Частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв	Потужність (вал шнека), %	Обертовий момент на валу шнека, %
Частота обертанням кожуха n_k – 312 об/хв (20 Гц)		
280	5	11,4
420	8	12,8
560	11	13,2
700	14	13,7
Частота обертанням кожуха n_k – 468 об/хв (30 Гц)		
280	6	13,5
420	9	14,8
560	12	14,4
700	15	14,5
Частота обертанням кожуха n_k – 624 об/хв (40 Гц)		
280	6	14,3
420	10	17,0
560	14	17,1
700	17	17,8

Таблиця 5.3

Результати заміру потужності і обертального моменту на кожуху при відповідній частоті обертання шнека

Частота обертання кожуха n_k , об/хв	Потужність (кожух), %	Обертальний момент на кожусі, %
Частота обертанням шнека $n_{ш} = 700$ об/хв (50 Гц)		
312	9	20,8
468	10	22,6
624	11	23,2
780	10	22,7

Результати потужності і обертального моменту на валу шнека при перевантаженні матеріалу без обертання кожуха представлено в таблиці 5.4, а шкали переводу частот обертання кожуха і шнека з Герців в оберти за хвилину представлені в таблиці 5.5 і таблиці 5.6.

Таблиця 5.4

Результати заміру потужності і обертального моменту на валу шнека при зупиненому кожуху

Частота обертання шнека $n_{ш}$, об/хв	Потужність (вал шнека), %	Обертальний момент на валу шнека, %
Частота обертанням кожуха $n_k = 0$ об/хв (0 Гц)		
280	8	19,5
420	12	19,1
560	16	19,1
700	20	19,2

Таблиця 5.5

Таблиця переводу частот кожуха (потужність двигуна 1,5 кВт)

n_k , Гц	n_k , об/хв.
20	312
30	468
40	624
50	780

Таблиця 5.6

Таблиця переводу частот шнека (потужність двигуна 2,2 кВт)

$n_{ш}, \text{Гц}$	$n_{ш}, \text{об/хв.}$
20	280
30	420
40	560
50	700

При обертанні кожуха з частотою обертання 468 об/хв. (30 Гц) продуктивність зростає на 20% для шнека з частотою обертання 700 об/хв. (50 Гц). При цьому потужність на шнеку спадає з 20% до 15% (для двигуна 2,2 кВт), а потужність на кожуху складає 10% (для двигуна 1,5 кВт).

Тоді загальне зростання потужності складає:

$$\Delta P_{30} = (10\% \cdot 1,5 / 2,2) - (20\% - 15\%) = 1,82\%.$$

Отже, при підвищенні продуктивності на 20% (при обертанні кожуха з частотою обертання 468 об/хв.. (30 Гц) і шнека з частотою обертання 700 об/хв.(50 Гц) підвищення потужності складає 1,82%.

Якщо прийняти продуктивність конвеєра без обертання шнека за 100%, то потужність на шнеку складає 20%. При зростанні продуктивності конвеєра на 20% із обертанням шнека загальна потужність конвеєра складе 20% + 1,82% = 21,82%. Тоді у перерахунку ефективність зростання продуктивності у порівнянні зі зростанням потужності становитиме:

$$\Delta E_{30} = (100\% + 20\%) / 100\% - (20\% + 1,82\%) / 20\% = 0,109.$$

Тобто, ефект від обертання кожуха з частотою обертання 468 об/хв. у гвинтовому конвеєрі, в якому шнек обертається із частотою обертання 700 об/хв., з врахуванням зростання продуктивності і витрат електроенергії становитиме 10,9%.

Відповідно річна економія коштів на електроенергію за рахунок зростання продуктивності даного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом при вказаних параметрах визначатиметься за формулою [26]:

$$E = C_{ел.ен} \cdot V_{кгод} \cdot \Delta E \cdot K_{2.3м} \cdot K_{3м} \cdot K_{дн.м} \cdot K_{в},$$

де $C_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт/год. електроенергії (II клас – 1,96 грн. з 01.12.2017р. для промислових та прирівняні до них споживачі з приєднаною потужністю 750 кВА і більше); $B_{кгод}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням, кВт/год.; $K_{з.зм}$ - кількість годин у зміні (8); $K_{зм}$ - кількість змін (1); $K_{дн.м}$ - кількість робочих днів на рік (240); K_e – коефіцієнт використання обладнання (0,92).

$$E_{з0} = 1,96 \cdot 2,2 \cdot 0,109 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 240 \cdot 0,92 = 830,22 \text{ грн.}$$

Слід також врахувати наступне, при зростанні продуктивності величина часу роботи працівника у виробничого процесу для перевантаження відповідної кількості матеріалів буде меншою. Тобто час використання оператора слід скоротити на відсоток зростання продуктивності перевантажувальної операції. Тоді економія коштів по заробітній платі оператора, з врахуванням єдиного соціального внеску (0,22 згідно Закону України від 21 грудня 2016 року № 1801-VIII «Про Державний бюджет України на 2017 рік»), становитиме:

$$E_{з/n} = ЗП \cdot K_n \cdot 12 \cdot ЧП / 100\%,$$

де $ЗП$ – середньомісячна зарплата (8791 грн./міс. грудень 2017 р. згідно <https://www.work.ua/ua/stat/>); K_n – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22); $ЧП$ – процент числа вивільнених працівників за рахунок зростання продуктивності (%).

$$E_{з/n30} = (8791 \cdot 1,22 \cdot 12 \cdot 20\%) / 100\% = 25740,05 \text{ грн.}$$

Отже, загальна економія від використання гвинтового конвеєра з обертовим кожухом становитиме 26570,27 грн. Якщо враховувати простій водіїв і автотранспорту при завантаженні і проводити перерахунок на його скорочення за рахунок підвищення продуктивності завантажувальної операції, то економія від застосування модернізованого гвинтового конвеєра з врахуванням амортизаційних відрахувань на транспортний засіб і економію заробітної плати

водіїв буде значно вищою. Проте в подальших розрахунках ми її не будемо враховувати.

При обертанні кожуха з частотою обертання 624 об/хв (40 Гц) продуктивність зростає на 24% для шнека з частотою обертання 700 об/хв. (50 Гц). При цьому потужність на шнеку спадає з 20% до 17% для двигуна 2,2 кВт, а потужність на кожуху складає 11% для двигуна 1,5кВт.

Тоді загальне зростання потужності складає:

$$\Delta P_{40} = (11\% \cdot 1,5 / 2,2) - (20\% - 17\%) = 4,5\%.$$

Отже, при підвищенні продуктивності на 24% (при обертанні кожуха з частотою обертання 624 об/хв. (40 Гц) і шнека з частотою обертання 700 об/хв. (50 Гц) підвищення потужності складає 4,5%.

Якщо прийняти продуктивність конвеєра без обертання шнека за 100%, то потужність на шнеку складає 20%. При зростанні продуктивності конвеєра на 24% із обертанням шнека загальна потужність конвеєра складе 20% + 4,5% = 24,5%. Тоді у перерахунку ефективність зростання продуктивності у порівнянні зі зростанням потужності становитиме:

$$\Delta E_{40} = (100\% + 24\%) / 100\% - (20\% + 4,5\%) / 20\% = 0,015.$$

Тобто, ефект від обертання кожуха з частотою обертання 624 об/хв. у гвинтовому конвеєрі, в якому шнек обертається із частотою обертання 700 об/хв., з врахуванням зростання продуктивності і витрат електроенергії становитиме 1,5%. Відповідно річна економія коштів по електроенергії за рахунок зростання продуктивності даного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом при вказаних параметрах становитиме:

$$E_{40} = 1,96 \cdot 2,2 \cdot 0,015 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 240 \cdot 0,92 = 114,25 \text{ грн.}$$

Економія коштів по заробітній платі оператора, задіяного в обслуговуванні конвеєра, в даному випадку становитиме:

$$E_{з/н40} = (8791 \cdot 1,22 \cdot 12 \cdot 24\%) / 100\% = 30888,06 \text{ грн.}$$

Отже, загальна економія від використання гвинтового конвеєра з обертовим кожухом становитиме 31002,31 грн.

Виходячи з проведених розрахунків, можна зробити висновок, що використання гвинтового конвеєра з обертовим кожухом (в якому шнек обертається із частотою обертання 700 об/хв.) при залучені оператора доцільне з частотою обертання кожуха 624 об/хв., а без нього - з частотою обертання 468 об/хв. (ефект економії енергії становить 10,9%). Аналізуючи вище приведені розрахунки, можна зробити висновок, що зростання продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом є економічно обґрунтоване. Загалом обертання кожуха у гвинтовому конвеєрі дозволяє при певних конструктивно-технологічних параметрах отримувати значний економічний ефект і значно підвищувати продуктивність транспортних операцій (на 24%) без значних перевитрат електроенергії. Загальний економічний ефект при використанні оптимальних параметрів роботи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом становитиме більше 10%. Також позитивним моментом є те, що за рахунок збурення матеріалу від обертання кожуха значно падають витрати електроенергії на обертання шнека.

Розроблені конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та інших видів гвинтових конвеєрів і їх елементів захищені 11-ма деклараційними патентами на корисні моделі (додаток Б), а конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та гвинтового робочого органу, що були виготовлені на основі пат. України № 119023 та пат. України № 103550, пройшли успішні виробничі випробування у ФГ «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль» (додаток В). Сумарний річний економічний ефект від використання дослідних зразків в цих господарствах склав 19815 грн.

5.5. Висновки

1. Представлено нові конструкції гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями, що забезпечують зменшення питомих енерговитрат, підвищення продуктивності завантаження сипкого матеріалу, розширення технологічних можливостей експлуатації, підвищення надійності та довговічності гвинтових конвеєрів і на які одержано патенти України на корисні моделі або ж подані відповідні заявки.

2. Запропоновано методику інженерного розрахунку гвинтового конвеєра з обертовим кожухом при швидкохідному режимі транспортування із забезпеченням максимальної продуктивності.

3. Представлено техніко-економічне обґрунтування запропонованих і досліджених конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовим кожухом. Прогнозований річний економічний ефект складає 31002,31 грн. порівняно із гвинтовим конвеєром з нерухомим кожухом.

4. Розроблені конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та інших видів гвинтових конвеєрів і їх елементів захищені 11-ма деклараційними патентами на корисні моделі, а конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом та гвинтового робочого органу, що були виготовлені на основі пат. України № 119023 та пат. України № 103550, пройшли успішні виробничі випробування у Фермерському господарстві «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль». Сумарний річний економічний ефект від використання дослідних зразків в цих господарствах склав 19815 грн.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове технічне вирішення наукової проблеми, яка полягає в підвищенні ефективності положо нахилених гвинтових конвеєрів шляхом розроблення нової конструкції гвинтового конвеєра з обертовим кожухом і вибору раціональних режимів її роботи із формуванням умов, що сприяють збільшенню осьової швидкості переміщення матеріалу.

2. Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху виділених об'ємів матеріалу у положо нахиленому швидкохідному гвинтовому ГКОК. Отримано параметричні рівняння та графіки траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів та продуктивність роботи на стадії проектування конвеєра. Встановлено, що для режиму швидкохідного транспортування доцільно надавати обертовий рух кожуху в напрямку протилежному обертанню шнека, а для процесу змішування транспортованого матеріалу доцільним є обертання кожуха в напрямку обертання шнека. Проведено дослідження швидкостей сипкого матеріалу у ГКОК графоаналітичним методом. Встановлено залежності величини кутової швидкості обертання кожуха від кута підйому витка для випадку ідеального транспортування, коли усереднене значення швидкості переміщення вантажу у конвеєрі незначно відхиляється від розрахункового значення швидкості, отриманого без врахування сил тяжіння. Встановлено, що величина кута підйому витка α має суттєвий вплив на частоту обертання кожуха, збільшення кута підйому витка від 5 до 20 град призводить до необхідності збільшення частоти обертання кожуха на величину від 14 до 90 % від частоти обертання шнека. Також збільшення коефіцієнтів тертя між матеріалом та робочими органами від 0,5 до 1,1 створює необхідність підвищувати необхідну частоту обертання кожуха на 43%.

3. Теоретично та експериментально досліджено характер навантаження на

робочі елементи полого нахилоного ГКОК, виведено теоретичні та емпіричні залежності для визначення продуктивності та енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, зокрема потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат нахилоного ГКОК, що можна широко використовувати при проектуванні ГК у випадку обертання кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека. За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності ГК на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивності конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв, оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра. Найбільший приріст продуктивності забезпечує збільшення частоти обертання шнека. Визначено значення кутового параметру вантажу для випадку тихохідного транспортування і усталеного руху для горизонтального та полого нахилоного конвеєрів з обертовим кожухом, що дозволяє підбирати частоту обертання кожуха відповідно до умов транспортування та характеристик сипкого вантажу із забезпеченням його нульового або мінімального кутового підйому з відповідним збільшення продуктивності транспортування.

4. Представлено результати експериментальних досліджень продуктивності, потужності на приводі шнека, потужності на приводі кожуха, сумарної потужності на приводах шнека та кожуха, питомих енерговитрат полого нахилоного ГКОК від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, частоти обертання кожуха $n_{к}$, та кута нахилу конвеєра γ для транспортування кукурудзи, ячменю та пшениці при обертанні кожуха в напрямку, протилежному напрямку обертання шнека у таких межах зміни вхідних факторів: для продуктивності: $300 \leq n_{ш} \leq 700$ (об/хв.); $200 \leq n_{к} \leq 760$ (об/хв.); $14^\circ \leq \gamma \leq 36^\circ$; для решти параметрів із умови забезпечення підвищеної продуктивності конвеєра: $420 \leq n_{ш} \leq 700$ (об/хв.); $312 \leq n_{к} \leq 624$ (об/хв.); $14^\circ \leq \gamma \leq 36^\circ$.

5. Експериментально встановлено, що збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека від 14 до 16%. При цьому збільшення кута нахилу ГКОК від 14 до 36 град. надає приросту потужності від 8 до 10%. Також за результатами досліджень встановлено, що надання обертового руху кожуху ГК призводить до зниження потужності на приводі шнека від 16 до 30% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження потужності на приводі шнека досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра.

Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха до 60%. При цьому збільшення кута нахилу ГКОК від 14 до 36 град. надає приросту потужності на приводі кожуха від 19 до 28%. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі кожуха на 12 - 15%.

6. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання шнека, частоти обертання кожуха та кута нахилу ГКОК величина сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра зростає. Максимальна сумарна потужність на приводах шнека та обертового кожуха конвеєра для транспортування кукурудзи складає 0,52 кВт, а мінімальна – 0,2 кВт. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха від 22 до 25%. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра з обертовим кожухом від 14 до 36 град. надає приросту сумарної потужності від 8 до 12%. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$ від 420 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на 36 - 40%. Також за результатами досліджень визначено, що надання обертового руху кожуху ГК із частотою обертання більше 480 об/хв. до 624 об/хв. призводить до підвищення сумарної потужності на приводах шнека та обертового кожуха до 14 - 16% порівняно із потужністю на шнекові при

нерухомому кожусі. При цьому зменшення частоти обертання кожуха від 480 об/хв. до 312 об/хв. надає можливість знизити сумарну потужність на приводах шнека та обертового кожуха до 10 - 12% порівняно із потужністю на шнекові при нерухомому кожусі, при цьому продуктивність конвеєра з обертовим кожухом залишається вищою ніж ГК із нерухомим кожухом.

7. Досліджено, що із збільшенням частоти обертання кожуха, кута нахилу ГК та із зменшенням частоти обертання шнека величина питомих енерговитрат конвеєра з обертовим кожухом зростає. Збільшення частоти обертання кожуха n_k від 312 об/хв. до 624 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат ГКОК від 18 до 20%. При цьому збільшення кута нахилу ГКОК від 14 до 36 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 10 до 14%. За результатами досліджень встановлено, що надання обертового руху кожуху ГК призводить до зниження питомих енерговитрат конвеєра від 1,8 до 22% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. При цьому найбільше зниження питомих енерговитрат конвеєра досягається при частоті обертання кожуха 312 об/хв., а найменше - при частоті обертання кожуха 624 об/хв., проте при такій частоті обертання кожуха забезпечується найвища продуктивність конвеєра. Тому надання обертового руху кожуху ГК є доцільним способом зниження питомих енерговитрат та підвищення продуктивності конвеєра під час транспортування сипких матеріалів порівняно із ГК з нерухомим кожухом.

8. Проведено структурний синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з обертовими кожухами методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримано ряд конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками, що дало можливість частково вирішити питання підвищення продуктивності транспортування сипких вантажів. На ряд розроблених конструкцій одержано 11 деклараційних патентів України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати впроваджено у ФГ «СВІТОЧ» та СФНВГ «Коваль». Прогнозований річний економічний ефект від застосування гвинтового конвеєра з обертовим кожухом складає 31002 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адигамов К. А. Научные основы разработки и совершенствования оборудования подготовительных производств предприятий сервиса по изготовлению и ремонту обуви. Дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)» / К. А. Адигамов. – М., 2003. – 320 с.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
3. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М. : Высшая школа, 1985. – 516 с.
4. Алимов О. Д. Теория вертикальных шнековых механизмов / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, М. Т. Мамасаидов. – Фрунзе : Илим, 1978. – 186 с.
5. Алтынбеков Ф. Е. Исследование процесса транспортировки сыпучих грузов вертикальным быстроходным шнеком : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Ф. Е. Алтынбеков. – Л., 1969. – 18 с.
6. Алферов К. В. Бункерные установки / К. В. Алферов, Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1975. – 307 с.
7. Анакин И. А. Анализ работы шнеков комбайна / И. А. Анакин // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – №1. – С. 24–26.
8. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.
9. Байбара С. Н. Обоснование параметров однозаходного вертикального шнекового конвейера с двухлопастной загрузкой : автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.13. «Машини агрегати і процеси » / Байбара С. Н – Ш, 2008. – 24 с.
10. Белый И. В. Основы научных исследований и технического творчества / И. В. Белый, К. П. Власов, В. Б. Клепиков. – Х. : Вища школа, 1989. – 200 с.

- 11.Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.08 «Машини для металургійного виробництва» / В. М. Богацький. – Донецьк, 2004. – 18 с.
12. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 536 с.
13. Василенко П. М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П. М. Василенко, И. И. Василенко. – М. : Агропромиздат, 1985. – 224 с.
14. Василенко П. М. Основы научных исследований / П. М. Василенко, Л. В. Погорельый. – К. : Вища школа, 1985. – 266 с.
15. Васильків В. В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування» / В. В. Васильків. – Львів, 2015. – 47 с.
16. Вейнц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейнц. – Л. : Машиностроение, 1969. – 368 с.
17. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266.
- 18.Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / А. О. Вітровий. – Тернопіль, 1999. – 20 с.
- 19.Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160.

20. Гевко Б. М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин : автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук : спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Б. М. Гевко. – Ростов-на-Дону, 1987. – 45 с.
21. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.
22. Гевко Б. М. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу / Б. М. Гевко, А. Є. Дячун, Р. С. Грудовий, І. Б. Гевко // Сільськогосподарські машини : зб. наук. ст. – Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013. – Вип. 26. – С. 3-12.
23. Гевко Б.М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером / Б.М. Гевко, А.Л. Мельничук, І.М. Шуст // Вісник Тернопільського національного технічного університету. — Т. : ТНТУ, 2015. — Т. 79. — № 3. — С. 143-148.
24. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
25. Гевко І. Б. Операційний менеджмент: навч. посіб. / І. Б. Гевко. – К. : Кондор, 2005. – 228 с.
26. Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М. П. Галушак. – К. : Кондор, 2008. – 178 с.
27. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
28. Гевко І.Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: Підручник. – / [І.Б. Гевко, Б.М. Гевко]. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 199 с.
29. Гевко Ів.Б. Гвинтові спіралі із пружно-запобіжним з'єднанням секцій / Ів.Б. Гевко, А.Л. Мельничук // IV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”: 25-26

листопада 2015 р. : тези доп. – Тернопіль : вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – С. 122-123.

30. Гевко Р. Б. та інші Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. / Р. Б. Гевко, А. О. Вітровий, А. І. Пік, Тернопіль, 2012. – 204 с.

31. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян, А.Л. Мельничук, І.М. Шуст // Перспективні технології та прилади. – Луцьк, 2017. – Вип. 10. - С. 186-192.

32. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л. : Машиностроение, 1975. – 230 с.

33. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / А. Н. Голубенцев. – М. : Машгиз, 1961. – 146 с.

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

35. Грудовий Р. С. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу / Р. С. Грудовий, С. М. Герук, А. Є. Дячун // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2014. – Вип. 99, Т. 1. – С. 297-312.

36. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств / И. Э. Груздев, В. Г. Мирзоев, В. И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.

37. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / О. Я. Гурик. – Тернопіль, 2003. – 20 с.

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

39. Джонс Д. К. Методы проектирования / Д. К. Джонс [пер. с англ. 2-е изд.]. – М. : Мир, 1986. – 326 с.

40. Дідух В. Ф. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив / В. Ф. Дідух, В. В. Сацюк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк, 1999. – Вип. 5. – С. 89–92.

41. Дмитрів Д. В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д. В. Дмитрів. – Тернопіль, 2001. – 179 с.

42. Дослідження продуктивності гвинтового конвеєра з обертовим кожухом / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян, А.Л. Мельничук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні системи і технології тваринництва. – Харків, 2017. – Вип. 181. - С. 285-293.

43. Дослідження характеристик гвинтового конвеєра з обертовим кожухом / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук // Всеукраїнська науково-технічна конференція “Механіка машин – основна складова прикладної механіки”, присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича : 11-13 квітня 2017 р. : тези доп. – Дніпро, 2017. – С. 312-313.

44. Дослідження швидкості обертання кожуха гвинтового конвеєра / А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян, В.З. Сай // XX наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 17-18 травня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль: вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. – С. 22.

45. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.

46. Дячун А. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом / [А. Дячун, Р. Грудовой, И. Гевко и др.] // 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. 31–35.

47. Дячун А. Дослідження кінематики сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом / А. Дячун, А. Мельничук // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій», присвяченої 100-річчю з дня заснування НАН

України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті): 22-24 травня 2018 р. : тези доп. – Тернопіль, 2018. – С. 105-106.

48. Єдина система конструкторської документації. Експлуатаційні документи : ДСТУ ГОСТ 2.601:2006. – [Чинний від 2007-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 144 с. – (Національний стандарт України).

49. ЄСКД. Загальні положення : ДСТУ ГОСТ 2.001:2006. – [Чинний від 2007-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 144 с. – (Національний стандарт України).

50. Желтов В. П. Расчет производительности и мощности вертикального шнека / В. П. Желтов, А. Г. Новширванов // Тр. Казанского химико-технологического института им. Кирова. – Казань, 1971. – Вип. 42. – С. 79– 88.

51. Журавлев А. З. Изготовление шнеков для зерноуборочных комбайнов / А. З. Журавлев, Ю. Н. Верзилов, В. А. Егоров // Кузнечно-штамповочное производство. – М., 1980. – №5. – С. 29-31.

52. Заблонский К. И. Детали машин / К. И. Заблонский. – К. : Вища школа, 1985. – 506 с.

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

54. Заика П. М. О выборе параметров винтовых транспортеров зерновых комбайнов / П. М. Заика // Сельхозмашина, 1958. – № 2. – С. 22–24.

55. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.

56. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.

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

58. Зуев Ф. Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий / Ф. Г. Зуев, Н. А. Лотков, А. И. Полухин. – М. : Колос, 1978. – 264 с.

59. Иванов В. Г. Исследование режимов работы скоростных винтовых транспортеров зернопогрузчиков : автореф. дис. на соискание наук. степени канд.

техн. наук : спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / В. Г. Иванов. – Иркутск, 1963. – 18 с.

60. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – изд. 5-е, перераб. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.

61. Иванов Ю. В. Анализ работы винтовых транспортеров с полимерными покрытиями / Ю. В. Иванов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – Москва, 1964. – № 5. – С. 33-35.

62. Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини / Ф. К. Иванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 412 с.

63. Казачковський Н. Н. Программа 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»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

64. Капаціла Ю. Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Ю. Б. Капаціла. – Луцк, 1999. – 18 с.

65. Киркач Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков. : Основа, 1991. – 276 с.

66. Кищенко А. И. Исследование винтового конвейера с импульсным вращением : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / А. И. Кищенко. – Челябинск, 1972. – 22 с.

67. Клендій В. М. Обґрунтування параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з шарнірно-секційним робочим органом : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / В. М. Клендій. – Тернопіль, 2015. – 21 с.

68. Клендій М. В. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра. Дис. канд. техн. наук: 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини».- Тернопіль, ТДГУ. - 2007. - 137с.

69. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов / С. Н. Кожевников. – К. : Наук. думка, 1979. – 329 с.
70. Коловский М. З. Динамика машин / М. З. Коловский. – Л. : Машиностроение, 1989. – 263 с.
71. Комаров М. С. Основы научных исследований / М. С. Комаров. – Львов : Выща школа, 1982. – 128 с.
72. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 10 с. – (Національний стандарт України).
73. Конвеєри гвинтові. Терміни та визначення : ДСТУ 2763:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 11 с. – (Національний стандарт України).
74. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
75. Корнеев Г. В. Транспортеры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. Теория и проектирование / Г. В. Корнеев. – К. : Машгиз, 1961. – 231 с.
76. Кошелев А. Н. Производство комбикормов и кормовых смесей / А. Н. Кошелев, Л. А. Глебов. – М. : Агропромиздат, 1986. – 176 с.
77. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины / В. В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
78. Красников В. В. Экспериментально-теоретические основы определения производительности винтового транспортера / В. В. Красников, Ю. И. Волков // Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в сельскохозяйственном производстве. – Саратов, 1977. – Вып. 101. – С. 67–81.
79. Кузнецов Ю. М. Теорія технічних систем / [Ю. М. Кузнецов, І. В. Луців, С. А. Дубиняк]; під заг. ред. Ю. М. Кузнецова. – Тернопіль : ТНТУ, 1997 – 310 с.
80. Кулаковский И.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.И. Машины и оборудование для приготовления кормов. Справочник в 2 ч., -М.: Росагропромиздат, 1987. - 285с.

81. Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / В.Л. Куликівський. – Вінниця, 2012. – 20 с.

82. Куцин Л. М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах : автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук : спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Л. М. Куцин. – Ростов-на-Дону, 1982. – 38 с.

83. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук: спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / Р.Я. Лещук. – Львів, 2004. – 21 с.

84. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.

85. Ловейкін В. С. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. – Вип. 21. – С. 130–141.

86. Матухно Н. В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів / Н. В. Матухно // Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту – К.: НАУ – 1998. – Вип. 9. – С. 256–260.

87. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В. И. Плавинского. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.

88. Мельничук А.Л. Гвинтові конвеєри з ефективними завантажувальними механізмами / А.Л. Мельничук // Матеріали III Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції навчально-наукового інституту технічного сервісу “Інноваційні розробки студентів та молодих науковців в галузі технічного сервісу машин”: 1-2 грудня 2016 р. : тези доп. – Харків: ХНТУСГ, 2017. – С. 90.

89. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.
90. Михайлов С. Н. К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке / С. Н. Михайлов, К. Д. Вачагин // Спирально-винтовые транспортеры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей. – Казань, 1970. – С. 87–96.
91. Михайлов С. Н. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования / С. Н. Михайлов, К. Д. Вачагин, А. А. Труфанов // Спирально-винтовые транспортеры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей. – Казань, 1970. – С. 118–125.
92. Морин И. В. Упрощение расчета производительности шнека / И. В. Морин // Тр. АЧИМЭСХ. – М., 1964. – Вип. 18. – С. 61–67.
93. Обеспечение технологичности конструкции изделий. Общие требования : ГОСТ 14.201:83. – М. : Госстандарт, 1983. – 34 с.
94. Омельченко О. О. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів / О. О. Омельченко, Б. Д. Ткач. – К. : Урожай, 1982. – 271 с.
95. Павлице В. Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
96. Пат. № 119022. Україна, МПК (2006.01). В65G 33/00, В65G 33/26(2006.01). Гвинтовий конвеєр з обертовим завантажувальним кожухом і гвинтом / Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. заявники і патентотримувачі: Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. – № у 2017 01919 ; заявл. 28.02.17; опубл. 11.09.17, Бюл. №17.
97. Пат. № 119023. Україна, МПК (2006.01). В65G 33/00. Гвинтовий конвеєр з регульованим завантаженням / Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. заявники і патентотримувачі: Гевко І.Б., Вар'ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М., Дячун А.Є., Стадник І.Я. – № у 2017 01934 ; заявл. 28.02.17; опубл. 11.09.17, Бюл. №17.

98. Пат. 81131 Україна, МПК В21G 33/00; G01M 99/00 (2006.01). Стенд для дослідження гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами / Дячун А.Є, Грудовий Р.С., Рогатинська Л.Р. - заявники і патентоотримувачі: Дячун А.Є, Грудовий Р.С., Рогатинська Л.Р. – № у 2012 14082; заявл. 23.11.12; опубл. 11.04.13, Бюл. № 12.

99. Пат. № 106099. Україна, МПК (2006.01). В65G 33/08 (2006.01). Гвинтовий конвеєр з обертовим кожухом / Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко І.Б. заявники і патентоотримувачі: Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко І.Б. – № у 201511562; заявл. 23.11.15; опубл. 11.04.16, Бюл. № 7.

100. Пат. 103550 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Пружний гнучкий гвинтовий робочий орган / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л., Шуст І.М.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л., Шуст І.М. – № у 2015 05086; заявл. 25.05.15; опубл. 25.12.15, Бюл. № 24.

101. Пат. 106936 Україна, МПК В65G 33/08 (2006.01). Гвинтова спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. – № у 2015 11742; заявл. 27.11.15; опубл. 10.05.16, Бюл. № 9.

102. Пат. 108024 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гнучкий гвинтовий конвеєр з компенсаційним з'єднанням / Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Мельничук А.Л. – № у 2016 00649; заявл. 27.01.16; опубл. 24.06.16, Бюл. № 12.

103. Пат. 112512 Україна, МПК В21D 39/00 (2006.01). Гвинтовий конвеєр з ексцентричним кожухом, що провертається / Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Рогатинська О.Р., Шуст І.М., Мельничук А.Л. заявники і патентоотримувачі: Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Рогатинська О.Р., Шуст І.М., Мельничук А.Л. – № у 2016 04736; заявл. 28.04.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24.

104. Пат. 124911 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха / Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М.,

Мельничук А.Л., Круглик О.А. – № у 2017 11316; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8.

105. Пат. 124912 Україна, МПК В65G 33/14 (2006.01). Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається / Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. – № у 2017 11317; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8.

106. Пат. 112995 Україна, МПКF16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Мельничук А.Л., Дубиняк Т.С., Шуст І.М.; заявник і патентоотримувач: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 060292017; заявл. 03.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. № 1.

107. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М. – № у 2016 1153927; заявл. 14.11.16; опубл. 27.03.2017, Бюл.№ 6.

108. Пат. 121360 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружна муфта / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. ; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. – № а 201702361; заявл. 14.03.17; опубл. 11.12.17, Бюл. № 23.

109. Пилипець М. І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.04 «Сільськогосподарські та гідромеліоративні машини» / М. І. Пилипець. – Тернопіль, 1993. – 23 с.

110. Пік А. І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / А. І. Пік. – Луцьк, 1999. – 20 с.

111. Плавинский В. И. Машины непрерывного транспорта / [под ред. В. И. Плавинского]. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.

112. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. – М. : Мир, 1977. – 552 с.
113. Пономарев В. И. Винтовые транспортеры / В. И. Пономарев. – М. : Стандартизация и рационализация, 1973. – С. 105–106.
114. Правила выбора показателей технологичности конструкции изделий : ГОСТ 14.202:83. – М. : Госстандарт, 1983. – 27 с.
115. Преображенский П. А. Определение оптимальной угловой скорости транспортирующего винта быстроходного шнека / П. А. Преображенский // Тр. КХТИ им. С.М. Кирова. – Кирово, 1965. – Вип. 35. – С. 21–24.
116. Приводы машин. Справочник // [под ред. В. В. Длоугого]. – Л. : Машиностроение, 1982. – 383 с.
117. Радик Д. Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д. Л. Радик. – Тернопіль, 1996. – 19 с.
118. Решетов Д. Н. Детали машин: [учебн. для студ. машиностроительных и механических специальностей вузов] / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 469 с.
119. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О. Р. Рогатинська. – Тернопіль, 2006. – 20 с.
120. Рогатинський Р. Исследование крутных колебаний шнека / [Р. Рогатинський, И. Гевко, А. Дячун] // 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.
121. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.

122. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.20.01 «Піднімально-транспортні машини», 05.05.05 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Р. М. Рогатинський. – Київ, 1997. – 52 с.

123. Рогатинський Р.М. Дослідження швидкостей зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом графоаналітичним методом / Р.М. Рогатинський, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Луцьк, 2017. – №38. - С. 125-132.

124. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. - Тернопіль, 2014. – 280 с.

125. Серілко Д. Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Д. Л. Серілко. – Тернопіль, 2015. – 20 с.

126. Сидоренко В. М. Основы научных исследований / В. М. Сидоренко, И. М. Грушко. – Харьков : Вища школа, 1978. – 200 с.

127. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, І.М. Шуст, А.Л. Мельничук // 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.

128. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення : ДСТУ 3278:95. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 142 с. – (Національний стандарт України).

129. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання науково-дослідних робіт. Загальні положення : ДСТУ 3973:2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2001. – 46 с. – (Національний стандарт України).

130. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Правила виконання дослідно-конструкторських робіт. Загальні положення : ДСТУ 3974:2000. – [Чинний від 2001-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2001. – 54 с. – (Національний стандарт України).

131. Соколов А. Я. Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств / А. Я. Соколов. – М. : Пищевая промышленность, 1964. – 214 с.

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

133. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – М. : Машиностроение, 1968. – 504 с.

134. Стенд для дослідження транспортування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовими кожухами / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян // V Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”: 17-18 листопада 2016 р. : тези доп. – Тернопіль : вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2016. – С. 149.

135. Стендове обладнання для дослідження модернізованих гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, А.Р. Вар'ян, О.М. Кондратюк // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2016. – Вип. 3 (75). - С. 274-282.

136. Техніко-економічне обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами / Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Л. Мельничук, Р.З. Золотий, І.М. Шуст // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків, 2018. – Вип. 190. - С. 318-326.

137. Технологичность конструкции изделий. Термины и определения : ГОСТ 14.205:83. – М. : Госстандарт, 1983. – 43 с.

138. Технологичность конструкций изделий: Справочник // [Амиров Ю. Д. и др.]; под. ред. Ю. Д. Амирова. – М. : Машиностроение, 1985. – 217 с.

139. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи / А.И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. – 223 с.

140. Установка для дослідження процесу перевантаження сипких вантажів конвеєрами з транспортуючими кожухами / Ів. Гевко, А. Дячун, А. Вар'ян, А. Мельничук // XIX наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 18-19 травня 2016 р. : тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 22-23.

141. Часов Д. П. Обґрунтування параметрів шнекового конвеєра з додатковими лопатями для транспортування стружки : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Д. П. Часов. – Тернопіль, 2015. – 20 с.

142. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк – М.: Мир, 1972. – 374 с.

143. Штремель Т. Х. Грузоподъемные машины / Т. Х. Штремель. – М. : Высш. школа, 1980. – 304 с.

144. Штуков Н. К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / Н. К. Штуков. – Х., 1969. – 22 с.

145. Ярошенко В. Ф. Уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера / В. Ф. Ярошенко, В. М. Білоножко, В. В. Петровський // Науковий вісник НАУ. – К., 2002. – № 49. – С. 380–384.

146. Chris Rorres. The turn of the screw: optimal design of an Archimedes screw/ *Jornal of hydrauling*/ January 2000. P 72-80.

147. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

148. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantially horizontal and substantially vertical screw conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

149. Fernandez J. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder / J. Fernandez, P. Cleary, W. McBride // Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).

150. Finan J.S., Hurley W.J. Transitive calibration of the AHP verbal scale / J.S. Finan, W.J. Hurley // European Journal of Operational Research. – 1999. – V.112.

151. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyors / Iv.B. Hevko, O.L. Lyashuk, R.Y. Leshchuk, L.R. Rogatynska, A.L. Melnychuk // INMATEH – Agricultural Engineering. – Bucharest : INMA Bucharest / Romania, 2016. – Vol. 48, No. 1 – P. 35-42.

152. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Articulated screw conveyor in bent pipe or shaped groove. 16.07.1980.

153. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Flexible screw conveyor. 25.01.2008.

154. Lake Ekelund. Screw conveyor № 4,717,014 B65G65/16. – Date of Patent: Jan. 5, 1988.

155. Nilsson L. - G. On the vertical screw conveyor for non-cohesive bulk materials / L. G. Nilsson; Acla polytechnica Scandinavica. – Stockholm, 1971. – 96

156. Uchida K., Okamoto K. Measurement technique on the diffusion coefficient of powder flow in a screw feeder by X-ray visualization // Powder Technology. 2008. V. 187. I. 2. P. 138-145.

157. Uchida K., Okamoto K. X-ray visualisation of powder flow in a screw feeder for different shaped screws // Journal of Visualisation. 2007. V. 10. 4. P. 347-348.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1.

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Додаток Б



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **103550** (13) **U**
 (51) МПК
 B65G 33/14 (2006.01)
 B65G 53/48 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2015 05086 (22) Дата подання заявки: 25.05.2015 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.12.2015 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.12.2015, Бюл.№ 24</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA), Шуст Ігор Михайлович, вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 46027 (UA)</p>
--	---

(54) ПРУЖНИЙ ГНУЧКИЙ ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН**(57) Реферат:**

Пружний гнучкий гвинтовий робочий орган, який виконано у вигляді гвинта, який знаходиться в циліндричному гнучкому кожуху з можливістю кругового провертання. Ліва частина пружного гвинтового робочого органа виконана з окремих гвинтових секцій, що складаються з круглої лівої центральної шайби та правої центральної приводної планки, які жорстко з'єднані між собою двома радіально розміщеними стяжними пальцями, що кінцями жорстко закріплені на їх торцях. По зовнішньому діаметру стяжні пальці жорстко з'єднані з гвинтовими елементами, де секції з'єднані між собою через круглу ліву центральну шайбу та праву центральну приводну планку центральним стяжним болтом, на якому розташовано дві сферичні шайби з двох сторін центральної приводної планки з можливістю шарнірного провертання. Вільний кінець центрального стяжного болта жорстко з'єднаний з кріпильною шайбою, в якій по зовнішньому діаметру жорстко закріплений правий відігнутий кінець гвинтової пружини, що розміщена між двома радіально розміщеними стяжними пальцями, яка лівим кінцем жорстко з'єднана з лівою центральною шайбою. До центральних приводних шайб жорстко закріплені радіально розташовані два приводні штирі, які є у взаємодії з правими центральними приводними планками сусідньої секції, права частина пружного гвинтового робочого органа виконана з безвісної гвинтової спіралі.

UA 103550 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **106936** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/08 (2006.01)

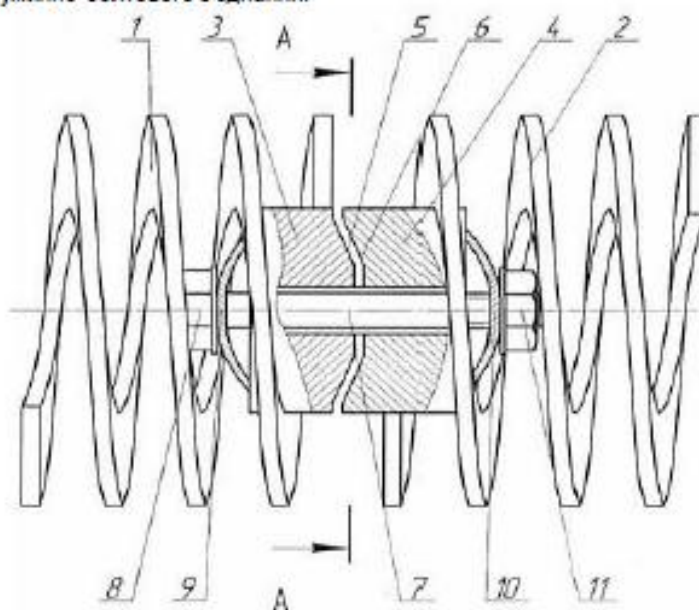
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 11742	(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA)
(22) Дата подання заявки: 27.11.2015	(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA)
(24) Дата, в якій є чинними права на корисну модель: 10.05.2016	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2016, Бюл. № 9	

(54) ГВИНТОВА СПІРАЛЬ З КОНУСОПОДІБНИМ КУЛАЧКОВИМ ЗАПОБІЖНИМ З'ЄДНАННЯМ СЕКЦІЙ

(57) Реферат:

Гвинтова спіраль з конусоподібним кулачковим запобіжним з'єднанням секцій виконана у вигляді двох спіралей. При цьому крайні витки цих спіралей внутрішніми діаметрами жорстко закріплені на двох частинах оправки, яка з'єднується за допомогою конусоподібних кулачкових поверхонь і пружинно-болтового з'єднання.



Фиг. 1

UA 106936 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108024** (13) **U**
(51) МПК
B65G 33/14 (2006.01)

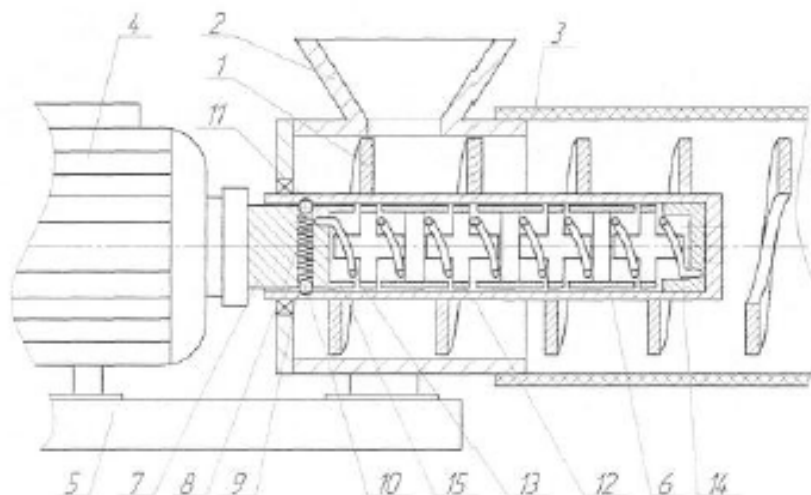
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 00649	(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA)
(22) Дата подання заявки: 27.01.2016	(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 24.06.2016	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 24.06.2016, Бюл.№ 12	

(54) ГНУЧКИЙ ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР ІЗ КОМПЕНСАЦІЙНИМ З'ЄДНАННЯМ

(57) Реферат:

Гнучкий гвинтовий конвеєр із компенсаційним з'єднанням виконано у вигляді гвинта, який знаходиться в циліндричному гнучкому кожусі з можливістю кругового повертання, причому ліва частина спіралі гвинтового робочого органу закріплена на втулці, що лівою частиною розташована на приводному валу з можливістю кругового повертання, з яким вона входить в зачеплення через пружинно-кульково-пазове з'єднання, а в правій частині втулки розташовані шайби з кулачками та пружина скручування, яка закріплена на торцях приводного вала та торцевої шайби, яка закріплена до торця правої внутрішньої частини втулки, крім цього ліва частина циліндричного гнучкого кожуха закріплена на жорсткому циліндричному кожусі з бункером, який разом з двигуном розташовані на опорній плиті.



UA 108024 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

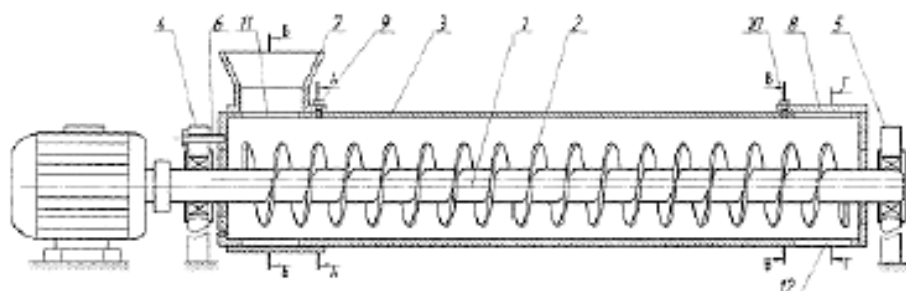
(19) **UA** (11) **112512** (13) **U**
(51) МПК (2016.01)
B21D 39/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 04736</p> <p>(22) Дата подання заявки: 28.04.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.12.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.12.2016, Бюл.№ 24</p>	<p>(72) Винахідник(и): Рогатинський Роман Михайлович (UA), Гевко Іван Богданович (UA), Рогатинська Олена Романівна (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Рогатинський Роман Михайлович, вул. Бережанська, 53, кв. 54, м. Тернопіль, 48000 (UA), Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA), Рогатинська Олена Романівна, вул. Бережанська, 53, кв. 54, м. Тернопіль, 48000 (UA), Шуст Ігор Михайлович, вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 48027 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Б. Лелкого, 11, кв. 99, м. Тернопіль, 48000 (UA)</p>
--	--

(54) ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР З ЕКСЦЕНТРИЧНИМ КОЖУХОМ, ЩО ПРОВЕРТАЄТЬСЯ**(57) Реферат:**

Гвинтовий конвеєр з ексцентричним кожухом, що повертається, виконано у вигляді вала з гвинтовою спіраллю, що знаходиться в циліндричному кожусі з можливістю кругового повертання, причому кожух розташовано в бокових опорах ексцентрично по відношенню до вала з гвинтовою спіраллю з можливістю відносного повертання, а бункер та вивантажувальний патрубок виконано секційно і встановлено на кожуху з можливістю відносного повертання.

**Фіг. 1**

UA 112512 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **112995** (13) **U**
(51) МПК
F16D 7/06 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 06029</p> <p>(22) Дата подання заявки: 03.06.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2017, Бюл.№ 1</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Комар Роман Васильович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Дубиняк Тарас Степанович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 48001 (UA)</p>
---	---

(54) ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНА МУФТА

(57) Реферат:

Пружно-запобіжна муфта виконана у вигляді веденої півмуфти з лунками, і ведучої півмуфти з отворами, в яких розміщені тіла кочення, що підпружинені пружиною. Пружина виконана у вигляді спіралі, яка з одного боку жорстко закріплена до торця ведучої півмуфти, а з другого боку до затискної гайки, що зафіксована контргайкою.

UA 112995 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **115032** (13) **U**
(51) МПК
F16D 7/06 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 11539</p> <p>(22) Дата подання заявки: 14.11.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.03.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.03.2017, Бюл.№ 6</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Дубиняк Тарас Степанович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Скиба Олена Павлівна (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10, м. Тернопіль, 46000 (UA), Дубиняк Тарас Степанович, вул. О. Довженка, 7/80, м. Тернопіль, 46000 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA), Скиба Олена Павлівна, вул. В. Великого, 26/128, м. Тернопіль, 46020 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p>
---	---

(54) ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНА МУФТА ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА**(57) Реферат:**

Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра виконана у вигляді ведучої півмуфти з лунками та веденої півмуфти з отворами, в яких розміщені елементи зачеплення, що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками. При цьому елементи зачеплення виконано у вигляді жорстких конічних стержнів та кульок з пружного матеріалу, а лунки знімними, крім того ведучу півмуфту виконано з двох частин, які через опорний підшипник взаємодіють з можливістю колового обертання з ведучою півмуфтою, в середині якої розташовано кулачкові елементи зачеплення та пружину скручування, яку закріплено у нерухомому та рухомому в радіальному напрямку фланцях.

UA 115032 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **119022** (13) **U**

(51) МПК (2017.01)

B65G 33/00

B65G 33/26 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2017 01919**
 (22) Дата подання заявки: **28.02.2017**
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **11.09.2017**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **11.09.2017, Бюл.№ 17**

(72) Винахідник(и):
Гевко Іван Богданович (UA),
Вар'ян Андрій Романович (UA),
Мельничук Андрій Леонідович (UA),
Шуст Ігор Михайлович (UA),
Дячун Андрій Євгенович (UA),
Стадник Ігор Ярославович (UA)

(73) Власник(и):
Гевко Іван Богданович,
 вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Вар'ян Андрій Романович,
 вул. Б. Лепкого, 11, кв. 99, м. Тернопіль,
 46024 (UA),
Мельничук Андрій Леонідович,
 вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA),
Шуст Ігор Михайлович,
 вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 46027
 (UA),
Дячун Андрій Євгенович,
 вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки,
 Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361
 (UA),
Стадник Ігор Ярославович,
 вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)

(54) ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР З ОБЕРТОВИМИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИМИ КОЖУХОМ І ГВИНТОМ**(57) Реферат:**

Гвинтовий конвеєр з обертовими завантажувальними кожухом і гвинтом виконано у вигляді вала з гвинтом, що знаходиться в циліндричному кожусі з можливістю кругового повертання, причому верхню частину вала жорстко з'єднано з двигуном, який закріплено у верхній частині кожуха, де розташовується вивантажувальний патрубок, а на нижній частині гвинта, що не знаходиться в циліндричному кожусі, закріплено прямокутні завантажувальні лопатки, крім цього на нижній торцевій частині циліндричного кожуха закріплено завантажувальні спіральні лопатки, крім цього верхня частина кожуха є нерухомою і на ній розташовано додатковий двигун, який приводить в обертання нижню частину кожуха, крім цього нижній кінець вала встановлено в підшипниковій опорі в наконечнику, який за допомогою кронштейнів з'єднано через підшипниковий вузол з нижньою рухомою частиною кожуха відомим способом, крім цього у верхній частині кожуха закріплено регульовальні опори.

UA 119022 U



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **119023** (13) **U**
(51) МПК (2017.01)
B65G 33/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2017 01934</p> <p>(22) Дата подання заявки: 28.02.2017</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.09.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.09.2017, Бюл.№ 17</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Вар'ян Андрій Романович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA), Дячун Андрій Євгенович (UA), Стадник Ігор Ярославович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Вар'ян Андрій Романович, вул. Б. Лепкого, 11, кв. 99, м. Тернопіль, 46024 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA), Шуст Ігор Михайлович, вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 46027 (UA), Дячун Андрій Євгенович, вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збарзький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA), Стадник Ігор Ярославович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p>
--	--

(54) ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР З РЕГУЛЬОВАНИМ ЗАВАНТАЖЕННЯМ**(57) Реферат:**

Гвинтовий конвеєр з регульованим завантаженням виконано у вигляді вала з гвинтом, що знаходиться в циліндричному кожусі з можливістю кругового повертання, відрізняється тим, що верхню частину вала жорстко з'єднано з двигуном, який закріплено у верхній частині кожуха, де розташовується вивантажувальний патрубок, а на нижній частині гвинта, що не знаходиться в циліндричному кожусі, закріплено лопатки, крім цього нижній кінець вала встановлено в підшипниковій опорі в наконечнику, який за допомогою кронштейнів з'єднано з кожухом відомим способом, крім цього в наконечнику виконано отвори для завантаження сипкого матеріалу, а на його зовнішній циліндричній поверхні розташовано регулятор завантаження, крім цього у верхній частині кожуха закріплено регульовальні опори.

UA 119023 U



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **121360** (13) **U**
(51) МПК
F16D 7/06 (2006.01)

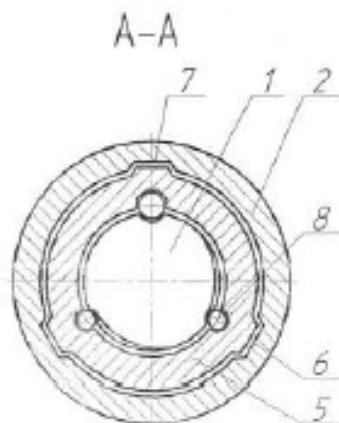
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: а 2017 02361	(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Дубиняк Тарас Степанович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Скиба Олена Павлівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 14.03.2017	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.12.2017	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.12.2017, Бюл.№ 23	(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Дубиняк Тарас Степанович, вул. О. Довженка, 7/60, м. Тернопіль, 46022 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Млинівська, 20, м. Рівне, 33024 (UA), Скиба Олена Павлівна, вул. Личаківська, 13/145, м. Тернопіль, 46011 (UA)

(54) ПРУЖНА МУФТА

(57) Реферат:

Пружна муфта, яка виконана у вигляді ведучої і веденої півмуфт, причому ведуча півмуфта виконана у вигляді гвинта з циліндричною навивкою, а ведена півмуфта у вигляді пустотілого циліндра з внутрішніми шліцьовими поєздовжніми пазами, до якого з торців закріплено обмежуючі диски, а в циліндрі розташована направляюча втулка з трьома кульками, зовнішня поверхня якої є відтворенням внутрішньої поверхні пустотілого циліндра, і кульки якої знаходяться у гвинтовому пазу ведучої півмуфти, причому направляюча втулка підпружинена пружиною стиснення.



Фиг. 2

UA 121360 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **124911** (13) **U**
(51) МПК

B65G 33/14 (2006.01)

B65G 53/48 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки u 2017 11316</p> <p>(22) Дата подання заявки 20.11.2017</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.04.2018</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.04.2018, Бюл.№ 8</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Гудь Віктор Зиновійович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Круглик Олександр Андрійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA), Гудь Віктор Зиновійович, вул. Береканська, 53, кв. 54, м. Тернопіль, 48000 (UA), Шуст Ігор Михайлович, вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 48027 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Б. Лепкого, 11, кв. 99, м. Тернопіль, 48000 (UA), Круглик Олександр Андрійович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 48000 (UA)</p>
---	---

(54) ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР ЗІ ЗМІННИМ ДІАМЕТРОМ КОЖУХА**(57) Реферат:**

Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха виконано у вигляді вала з гвинтом, що знаходиться в циліндричному кожусі. Кожух виконано як лист, згорнутий в трубу, яка за допомогою розміщених на ній хомутів може змінювати діаметр.

UA 124911 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **124912** (13) **U**

(51) МПК

B65G 33/14 (2006.01)

B65G 53/48 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2017 11317</p> <p>(22) Дата подання заявки: 20.11.2017</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.04.2018</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.04.2018, Бюл.№ 8</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Гудь Віктор Зиновійович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Круглик Олександр Андрійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Гевко Іван Богданович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA), Гудь Віктор Зиновійович, вул. Бережанська, 53, кв. 54, м. Тернопіль, 46000 (UA), Шуст Ігор Михайлович, вул. С. Будного, 34/178, м. Тернопіль, 46027 (UA), Мельничук Андрій Леонідович, вул. Б. Лепкого, 11, кв. 99, м. Тернопіль, 46000 (UA), Круглик Олександр Андрійович, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)</p>
---	---

(54) ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР З КОЖУХОМ, ЩО ПРОВЕРТАЄТЬСЯ**(57) Реферат:**

Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається, виконано як вал з гвинтом, що знаходиться в циліндричному кожусі з можливістю кругового повертання. Кожух виконано секційно, де внутрішня секція взаємодіє з боковими нерухомими секціями з можливістю відносного повертання.

UA 124912 U

Додаток В

"Світоч"
ФЕРМЕРСЬКЕ ГОСПОДАРСТВО
 36042, Хмельницька обл.
 Словенський р-н, с.Киликів
 вул.Зелена 1
 тел. +38(096) 36-41-767
 www.daygroincrops.com
 e-mail: svitoch@ukr.net
 код 21334262



АКТ
 результатів випробування, впровадження та експлуатації гвинтового конвеєра з
 пружним гнучким гвинтовим робочим органом
 у "ФЕРМЕРСЬКЕ ГОСПОДАРСТВО "СВІТОЧ"

У 2017 році на нашому підприємстві було проведено випробування гвинтового конвеєра з регульованим завантаженням, спроектованого і виготовленого у ТНТУ ім. І. Пулюя за патентом України №119023. Проведені випробування гвинтового конвеєра довели його значну продуктивність і надійність в роботі при транспортуванні силкових матеріалів.

За результатами проведеного дослідження річний економічний ефект, отриманий від використання даної конструкції гвинтового конвеєра склав 12320 грн.

Директор



Листок І.С.

АКТ
результатів випробування, впровадження та експлуатації гвинтового конвєсера з
пружним гнучким гвинтовим робочим органом
у СФНВГ «Коваль»

У 2016 році на нашому підприємстві було проведено випробування гвинтового конвєсера з пружним гнучким гвинтовим робочим органом, спроектованого і виготовленого у ТНТУ ім. І. Пулюя за патентом України №103550. Проведені випробування гвинтового конвєсера з пружним гнучким гвинтовим робочим органом довели його значну продуктивність і надійність в роботі при транспортуванні сипких матеріалів.

За результатами проведеного дослідження річний економічний ефект, отриманий від використання даної конструкції гвинтового конвєсера з пружним гнучким гвинтовим робочим органом, склав 7495 грн.

Голова СФНВГ „Коваль“ О.В.Коваль

