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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах
рукопису

СЛОБОДЯН ЛЮБОМИР МИХАЙЛОВИЧ

УДК 621.867.42

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини
13 – Механічна інженерія

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

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

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

Тернопіль – 2020

АНОТАЦІЯ

Слободян Л.М. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів сипких матеріалів. – 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, 2020.

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням проектування й розрахунку конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів, що дають змогу найефективніше транспортувати сипку продукцію.

Отримано аналітичні залежності та обґрунтовано раціональні параметри мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикальної вітки. Розроблено математичну модель горизонтальної вітки гвинтового завантажувача, яка враховує геометричні, кінематичні та фізико-механічні характеристики системи. Встановлено, що на динамічний процес завантажувача впливають як кутова швидкість обертання шнека, так й основні характеристики зернової суміші (погонна маса, швидкість руху).

Отримано залежності кутової швидкості збурення від фізико-механічних та геометричних параметрів системи віток та кутової швидкості шнека. Досліджено вплив нелінійних та періодичних сил руху зернової маси на динамічний процес та виведено аналітичні залежності впливу на амплітуду та частоту коливань робочого органу. Виведено залежність резонансних коливань, за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання горизонтального шнека та за різних частот зовнішнього збурення. Отримано аналітичні залежності для описання амплітудо-частотної характеристики згинальних коливань віток гвинтового завантажувача як для нерезонансного, так і для резонансного випадків.

Розроблено конструкцію гвинтового завантажувача та експериментальної установки з використанням перетворювача частоти. В процесі проведення

експериментальних досліджень з визначення продуктивності Q гвинтового завантажувача змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n, об/хв.); кут його нахилу до горизонту (α_1, град); висота транспортування (H, м). Найбільша продуктивність становить 7,86 т/год, при цьому потужність на приводі гвинтового завантажувача складає 0,55 кВт. Мінімальне значення продуктивності при транспортуванні ячменю складає 1,73 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту.

Представлено комп'ютерне моделювання вибору раціональних конструктивних параметрів вертикального гвинтового робочого органу. Найбільше його зростання спостерігається для кроку основи робочого органа T_1 = 65 мм, а найменше – для T_1= 45 мм . Крок гвинтової спіралі t_1 має набагато менший вплив на кут закручування секції φ порівняно із товщиною витка. Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей між розрахунковими та експериментальними значеннями, які відрізняються в межах 11..15%.

Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів та експлуатаційних показників роботи гвинтових завантажувачів. Встановлено, що економічний ефект від впровадження, за рахунок зменшення матеріаломісткості, становитиме приблизно 5576,18 грн, за рахунок зменшення енерговитрат 3431,55 грн, а загальна економічна ефективність становить 9007,73 грн.

Ключові слова: гвинтовий завантажувач, гвинтовий робочий орган, математична модель, резонанс, продуктивність, транспортування.

ABSTRACT

Slobodian L.M. Substantiation of parameters of screw loaders for bulk materials. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 «Materials-Handling Vehicle». Ternopil Ivan Pului National Technical University, Ternopil, 2020.

The dissertation deals with theoretical and experimental researches of design and calculation of constructive screw loaders which make possible to transport bulk products most effectively.

Analytical dependencies were obtained and rational parameters of minimum force of feeding the material into feeding section of the vertical loader were substantiated. Mathematic model of horizontal rotation of screw loader, which takes into account geometric, kinematic and physical-mechanical characteristics of the system, is developed. It is stated that the dynamic process of the loader is influenced by both the angular rotation speed and the main characteristics of the grain mixture (mass per unit length, speed of motion).

Dependences of perturbation angular velocity on the physical, mechanical, and geometric parameters of the system of branches and the angular velocity of the screw are obtained. The influence of nonlinear and periodic forces of grain mass motion on the dynamic process is investigated and analytical dependences of influence on the amplitude and frequency of oscillations of the working tool are deduced. Dependence of resonance oscillations, at different values of grain mixture speed of motion, its linear mass, different angular speeds of rotation of horizontal working tool at different frequencies of external perturbation is deduced. It is established that in the process of material transportation it passes in the pre-resonant oscillation zone, then by decreasing the angular speed of rotation of the screw working tool it is possible to reach the resonant frequency for the short time.

Experimental equipment was designed and produced to test horizontal and vertical branch screw loader of bulk materials, which allows to determine the

productivity of the process and energy consumption according to the developed methods. The experimental equipment is provided with laboratory devices, which ensure the change of the studied processes in broad ranges with high accuracy in automated control mode and keep records of the necessary study results.

According to the results of experimental study of the screw loader performance, it is stated that the maximum value of the screw loader productivity during the transportation of barley is 7.96 t / h, with the power on the screw conveyor drive 0.55 kW. When transporting technical salt, similar figures are: maximum capacity 15.15 t / h, power on the drive is 1.1 kW.

Computer simulation of choosing the rational design parameters of the vertical screw working tool is presented. The correlations provided showed that as the torque increases the rotation angle of the helical coil increases. Its greatest increase is observed for the working tool base pitch T_2 = 65 mm, and its least increase – for T_2 = 45 mm.

It has been found that the pitch of the helical coil T_1 has a much smaller effect on the rotation angle of section φ compared to parameter B. The graphical dependencies themselves are close to linear ones. Comparison of the obtained results allows to draw a conclusion about the similarity of the obtained values and the corresponding graphical dependencies based on them. The difference between the calculated and experimental values fluctuates within 11..15%.

Promising areas for further research have been identified with the aim of increasing the mobility of changing the route for loading bulk materials and the operational performance of screw loaders. It has been established that the economic effect of implementation by reducing material consumption will be approximately 5576.18 UAH, by reducing energy consumption 3431.55 UAH, and the total economic efficiency is 9007.73 UAH.

The implementation into production process is the result of theoretic and experimental research.

Keywords: screw loader, screw working body, mathematical model, resonance, productivity, transportation.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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

1. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture / O.L. Lyashuk, M.B. Sokil, V.M. Klendiy, O.P. Skyba, O.L. Tretiakov, L.M. Slobodian, N.O. Slobodian // INMATEH – Agricultural Engineering. – 2018. – Vol. 55, №. 2. – P. 35 – 44. *(Автором розроблена фізична модель та розподіл сил, які діють на елемент горизонтального робочого органу під час переміщення зернової суміші. Індексується в міжнародній наукометричній базі SciVerse* ***Scopus****).*

2. Theoretical backgrounds of screw loaders operation with pouring into another container / A. Diachun, I. Hevko, D. Shmatko, O. Skyba, L. Slobodian, O. Marunych // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2017. – Vol.19, №.2. – P. 47-51. *(Автором виведено аналітичні залежності для визначення мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикального завантажувача).*

3. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader / I. Hevko, O. Lyashuk, M. Sokil, L. Slobodian, V. Hud, Yu.Vovk // Bulletin of the Karaganda University. «PHYSICS » series. – 2019. – № 2(94). – P. 73–81. *(Автором запропоновано використання частотного перетворювача у стендовому обладнанні та окремі конструктивні рішення при проектуванні установки. Індексується в міжнародній наукометричній базі* ***Web of Science****).*

Публікації в наукових виданнях України

4. Гевко І.Б. Транспортно-технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / І.Б. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2017. – Вип. №7. − С. 38-42. (*Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів).*

5. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів / О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, О.Я. Гурик, Л.М. Слободян // Вісник

Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. − Житомир, 2017. − Вип. 2 (80). Т. 1. − С. 40-44.(*Автор запропонував конструкцію гвинтового пересувного завантажувача).*

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

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

8. Слободян Л.М. Технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / Л.М. Слободян // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2018. – Вип. 40. – С. 107-114.

9. Гудь В.З. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів / В.З.Гудь, Л.М. Слободян, О.П. Марунич // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2018. – Вип. 40. – С. 56-66. *(Автором запропоновано стендове оснащення для дослідження характеристик горизонтальної і вертикальної вітокгвинтового завантажувача).*

10. Нелінійні коливання вертикальної вітки завантажувача–змішувача із урахуванням руху вздовж нього зернової суміші / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, М.Б. Сокіл, В. М. Клендій, Л. М. Слободян // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». − Луцьк, 2018. – Вип. 61. − С. 118-126. (*Автором виведено залежність нелінійних коливань, за різних значень швидкості руху зернової*

суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання вертикального робочого органу).

11. Клендій В.М. Дослідження технологічного процесу завальцювання кульок у направляючих транспортних механізмів / В.М. Клендій, Л.М. Слободян, П.В. Казмірчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва”. – Харків, 2017. – Вип. 181. – С. 315-321.*(Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових, технологічних і конструктивних параметрів для завальцювання кульок у напрямних транспортних механізмах).*

12. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, Л.М. Слободян, О.А. Круглик // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків, 2018. – №11. – С.144-152. *(Автором обгрунтовано параметри конструкції завантажувально-захисних насадок гвинтових конвеєрі гвинтових конвеєрів).*

13. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів / О.Л. Ляшук, О.Р. Рогатинська, Л.М. Слободян, В.З. Гудь, В.М. Клендій, В.В. Гупка // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2019. – Вип. 198. – С. 226-233. *(Автором проведено узагальнення представлених результатів).*

Матеріали і тези конференцій

14. Слободян Л.М. Гвинтовий завантажувач-змішувач з пересипом / Л.М. Слободян, Т.Б. Пиндус // Обладнання і технології сучасного машинобудування: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої пам’яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича, 11–12 травня 2017.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2017. – С. 159–160.

(Автором запропонував конструкцію гвинтового завантажувача-змішувача з пересипом).

15. Слободян Л. Стенд для дослідження перевантаження сипкого матеріалу з горизонтальної на вертикальну вітки / Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 165.

16. Марунич О. Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом / О. Марунич, Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т. : ТНТУ, 2018. – С. 131–132.(*Автором обґрунтував конструкцію гвинтового змішувача).*

17. Тесля В. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / В. Тесля, Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 170–171. *(Автором запропонував конструкцію гвинтового зантажувач-змішувача).*

18. Слободян Л.М. Класифікація гвинтових завантажувачів транспортних засобів / Л.М. Слободян // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28-29 листопада 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – Том 1. – С. 161–162.

Патенти України на корисні моделі

19. Пат. 124006 Україна, МПК G01M 13/02, B65G 33/00. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201711055; заявл. 13.11.2017; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5. *(Частка всіх авторів однакова).*

20. Пат. 125652 Україна, МПК B65G 33/00. Гвинтовий змішувач-завантажувач / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201711062; заявл. 13.11.2017; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. *(Частка всіх авторів однакова).*

21. Пат. 128019 Україна, МПК B65G 33/00. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201803752; заявл. 06.04.2018; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. *(Частка всіх авторів однакова).*

22. Пат. 128417 Україна, МПК B65G 33/00, B65G 33/34 Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201805638; заявл. 21.05.2018; опубл. 10.09.2018, Бюл. № 17. *(Частка всіх авторів однакова).*

ЗМІСТ

ВСТУП 13

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз конструкцій гвинтових конвеєрів 18

1.2. Сучасний стан досліджень ефективності гвинтових конвеєрів 25

1.3. Аналіз конструкцій та технологічних процесів роботи гвинтових конвеєрів із завантажувальними та перевантажувальними патрубками 33

1.4. Аналіз кінематики сипкого матеріалу у гвинтових конвеєрах 42

1.5. Висновки з розділу 47

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Теоретичні передумови роботи гвинтових завантажувачів з пересипом 49

2.2. Математична модель згинальних коливань горизонтального гвинта завантажувача вздовж якого рухається однорідний потік зернової суміші 58

2.3. Власні коливань механічної системи горизонтальний гвинтовий робочий орган–суцільний потік зернової суміші 64

2.4. Резонансні коливання горизонтального робочого органу завантажувача 72

2.5. Динамічні напруження віток завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями 77

2.6. Висновки до розділу 80

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

3.1. Програма і методика проведення експериментальних досліджень гвинтових завантажувачів 81

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем 82

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем 89

3.4. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності транспортування матеріалів гвинтовим завантажувачем із змінним кроком 90

3.5. Стендове оснащення для проведення дослідження гвинтових завантажувачів 92

3.6 Висновки 97

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
4.1. Результати досліджень продуктивності гвинтового завантажувача 99
4.2. Результати експериментальних досліджень крутного моменту гвинтового завантажувача 105
4.3. Результати досліджень продуктивності гвинтових завантажувача сипких матеріалів із змінним кроком 111
4.4. Висновки 116

РОЗДІЛ ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ 5
5.1. Транспортно-технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів 118
5.2. Комп’ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів вертикального гвинтового робочого органу 124
5.3. Техніко-економічне обґрунтування виготовлення гвинтового завантажувача 128
5.4. Висновок 132

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 133

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 136

ДОДАТКИ 152

ВСТУП

Актуальність теми. Засоби неперервного транспортування сипких матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність праці та ефективність виробничих процесів. Питома вага переміщення вантажів з використанням шнекових механізмів як самостійних засобів, так і у складі сучасних потокових технологічних ліній, сільськогосподарських, дорожніх, будівельних, переробних та інших машин, складає близько 40%.

До засобів неперервного транспортування відносяться жорсткі гвинтові завантажувачі, в яких окрім значних позитивних характеристик головним недоліком виступає обмежена можливість мобільної зміни траси перевантаження вантажів. Відтак конструкції гвинтових завантажувачів потребують подальшого дослідження та удосконалення. Тому на даний час актуальним питанням є вирішення наукового завдання, яке полягає у розробленні, дослідженні та практичній реалізації нових типів гвинтових завантажувачів, що забезпечують підвищену мобільність зміни траси перевантаження сипких матеріалів при стабільній продуктивності та без зростання питомих енерговитрат.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, які визначають основу дисертаційної роботи, відповідають науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних робіт "Моделювання, синтез і розроблення енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів" (№ державної реєстрації 0117U002240); "Розробка методів прогнозування довговічності та оцінки технічного стану металоконструкцій машин для внесення добрив" (№ державної реєстрації 0118U003480).

Мета і завдання досліджень. *Мета роботи* – підвищення продуктивності гвинтових завантажувачів шляхом розроблення нової конструкції та обґрунтування раціональних параметрів гвинтових робочих

органів для транспортування сипких матеріалів

Для досягнення мети в роботі поставлені та вирішені такі завдання:

- провести аналіз конструкцій та досліджень гвинтових завантажувачів, на базі чого розробити теоретичні передумови проектування модернізованих гвинтових завантажувачів з підвищеною мобільністю зміни траси перевантаження сипких матеріалів;

- розробити математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу;

- розробити математичну модель власних коливань механічної системи «горизонтальний гвинтовий робочий орган – суцільний потік сипкого матеріалу»;

- дослідити резонансні коливання горизонтального гвинтового робочого органу, які є найбільш небезпечними режимами експлуатації гвинтового завантажувача;

- провести дослідження динамічних напружень, що виникають в горизонтальній та крутонахиленій вітках гвинтового завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок гвинтового завантажувача з пересипом та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності та величини крутного моменту на приводі завантажувача під час транспортування сипких матеріалів від режимів роботи.

Об’єкт дослідження – процеси транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем з пересипом.

Предмет дослідження – закономірності взаємозв’язку конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового завантажувача з пересипом із функціональним призначенням.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики,

теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, конструювання деталей машин. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення із застосуванням сучасних засобів та методів вимірювань при використанні математичного планування експерименту. Статистичне оброблення експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів:

- одержало подальший розвиток дослідження кінематики вантажу у гвинтовому завантажувачі з пересипом з отриманням рівняння мінімального осьового зусилля подачі матеріалу, яке дозволяє визначати інтенсивність подачі від кута нахилу крутонахиленої вітки;

- вперше розроблено математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача з пересипом, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу, та отримано диференціальне рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження із визначення впливу нелінійних та періодичних сил, а також руху сипкого матеріалу на динамічний процес гвинтового завантажувача;

- вперше визначено найбільш небезпечні (резонансні) режими експлуатації гвинтового завантажувача із урахуванням швидкості поздовжнього руху сипкого матеріалу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено та проведено випробовування нового гвинтового завантажувача з пересипом із встановленням його конструктивно-технологічних параметрів. Результати порівняльної оцінки модернізованого завантажувача із базовим підтвердили ефективність його застосування при транспортуванні сипких матеріалів. Отримано емпіричну залежність для визначення мінімального осьового зусилля подачі матеріалу, яке дозволяє визначати інтенсивність подачі від кута нахилу

крутонахиленої вітки. Розроблено методику та рекомендації виробництву для вибору раціональних параметрів гвинтового завантажувача.

Технічна новизна розробок захищена 4 патентами України на корисні моделі, які знайшли використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи отримано автором самостійно. У працях опублікованих у співавторстві [110-111, 127-128,132] автором отримано диференціальні рівняння, які описують згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача. Теоретично обґрунтовано гвинтовий завантажувач з переміщенням сипких матеріалів по двох трасах. Отримано залежності кутової швидкості обертання від фізико-механічних і геометричних параметрів системи віток завантажувача. В працях [18, 42, 85, 112, 114-115, 118] здобувачем виведені аналітичні залежності для розрахунку резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача. Отримано рівняння коливань вертикальної вітки завантажувача із урахуванням руху вздовж нього зернової суміші. Обґрунтовано параметри завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів. Здобувачем також запропоновано елементи конструкцій машин та механізму приводу. В працях [77, 109, 113, 117, 120-121] внесок здобувача полягає в постановці та обробленні результатів експериментальних досліджень. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 4 патенти на корисні моделі [89-92].

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: Міжнародній науково-технічній конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), (22-24 травня, Тернопіль, 2018 р.); Міжнародній науково-

технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», (28-29 листопада, Тернопіль, 2018 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції, присвяченій пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича. (11–12 травня, Тернопіль, 2017 р.). Робота доповідалась на розширеному засіданні науково-технічного семінару в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя й отримано позитивний відгук.

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 22 наукових праці, з них 11 статей – у фахових виданнях, 2 статті – у закордонних виданнях, що індексуються у наукометричних базах Scopus та Web of Science, 4 патенти України на корисні моделі, 5 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 142 сторінках, вона містить 45 рисунків, 11 таблиць, а також додатки на 36 сторінках. Список літератури включає 141 найменування. Загальний обсяг дисертації становить 187 сторінок.

РОЗДІЛ 1
СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз конструкцій гвинтових конвеєрів

Використовують гвинтові конвеєри в різних галузях народногосподарського виробництва у якості механізмів, а саме переміщення і змішування сипких матеріалів, дозаторів, подрібнювачів тощо. Гвинтові конвеєрів (ГК) найбільше використовуються для переміщення сипких матеріалів в горизонтальних, похилих чи вертикальних напрямках, де робочими органами виступають гвинтові спіралі й транспортні труби. Проте, найчастіше ГК застосовуються як складова автоматизації виробництва з використанням у якості одної з ланок складної транспортної системи. Робочі органи чи окремі елементи машин використовуються у сфері механізації навантажувальних та розвантажувальних робіт в сільськогосподарському виробництві.

Дані конвеєри характеризуються простотою конструкції, великою надійністю та зручністю в користуванні. Гвинтові конвеєри використовуються, як мобільні транспортні системи, переносні, пересувні конструкції. Призначення гвинтових конвеєрів та їх конструктивне виконання розкрито в великій кількості джерел.

Найчастіше для транспортування сипких вантажів використовують жорсткі шнекові конвеєри, встановлені під різними кутами до горизонту, гнучкі гвинтові конвеєри, пневмотранспортери, стаціонарні шайбові конвеєри та ін.

Жорсткі шнекові конвеєри як правило складаються з направляючої труби, в якій розташований вал, на якому розташована смугова спіраль шнека у підшипниковій опорі. З протилежної сторони бункера знаходиться вивантажувальне вікно, через яке здійснюється забір сипкого матеріалу. У процесі роботи з сторони забору матеріалу та сторони вивантаження матеріалу здійснюється привід шнека.

Аналізуючи літературні джерела слід зазначити, що ГК часто комбінуються з вузлами для завантаження та розвантаження сипких матеріалів.

На рис. 1.1 зображено горизонтальний одномагістральний жорсткий шнековий конвеєр, а круто нахиленого і вертикальних ГК на рис. 1.2. Крім транспортування горизонтальні шнекові конвеєри також можуть застосовуватись для змішування, стиснення, подрібнення матеріалу, а також використовуються як живильники [54].

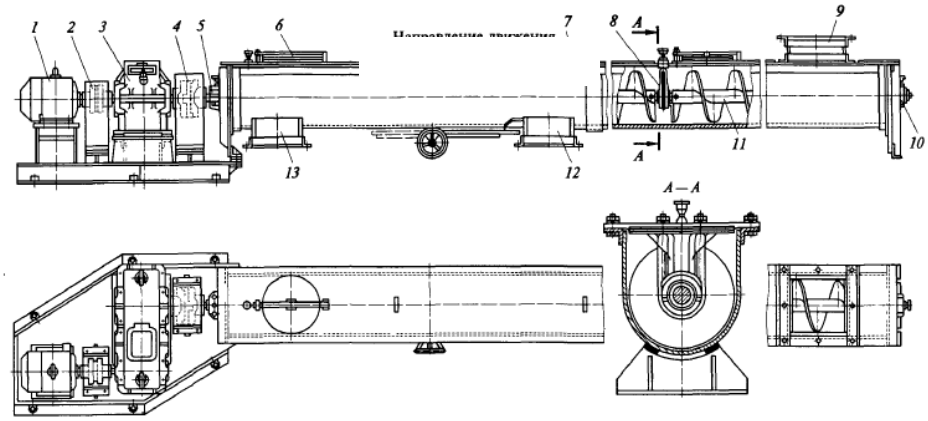


Рис. 1.1. Горизонтальний гвинтовий конвеєр: 1 – електродвигун; 2,4 – муфти; 3 – редуктор; 5,8,10 – опори гвинта; 6 – оглядове вікно; 7 - кожух; 9,12,13 – відповідно завантажувальні та розвантажувальні патрубки та проміжні; 11 – шнек

Транспортування матеріалу проводили за допомогою сили тертя між кожухом та вантажем у вертикальних ГК. Цьому сприяла відцентрова сила, гвинтовий горизонтальний конвеєр використовували для живлення та підпору переміщуваного матеріалу (рис. 1.2.а, в).

На рис. 1.3. представлено ГК, де елементом є обертовий завантажувальний кожух та шнект. Перевагами даної конструкції ГК з обертовим завантажувальним кожухом і гвинтом є збільшення продуктивності завантаження сипкого матеріалу. Недоліком є те, що дана конструкція має матеріаломісткість та енерговитрати виробничих комплексів при виконанні заданих операцій [74].

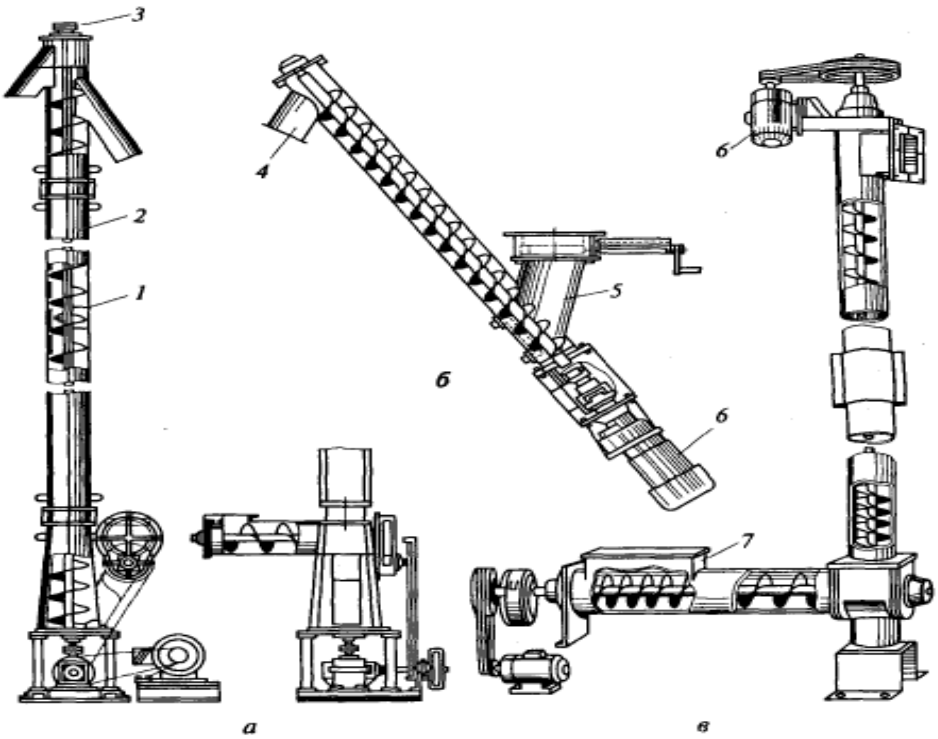


Рис. 1.2. Швидкохідні гвинтові конвеєри:
а, в – з вертикальним; б – крутонахиленим; 1 - гвинт; 2 - кожух; 3 - опора;
4, 5 - відповідно розвантажувальний і завантажувальний патрубки; 6 - привід;
7 - гвинтовий живильник

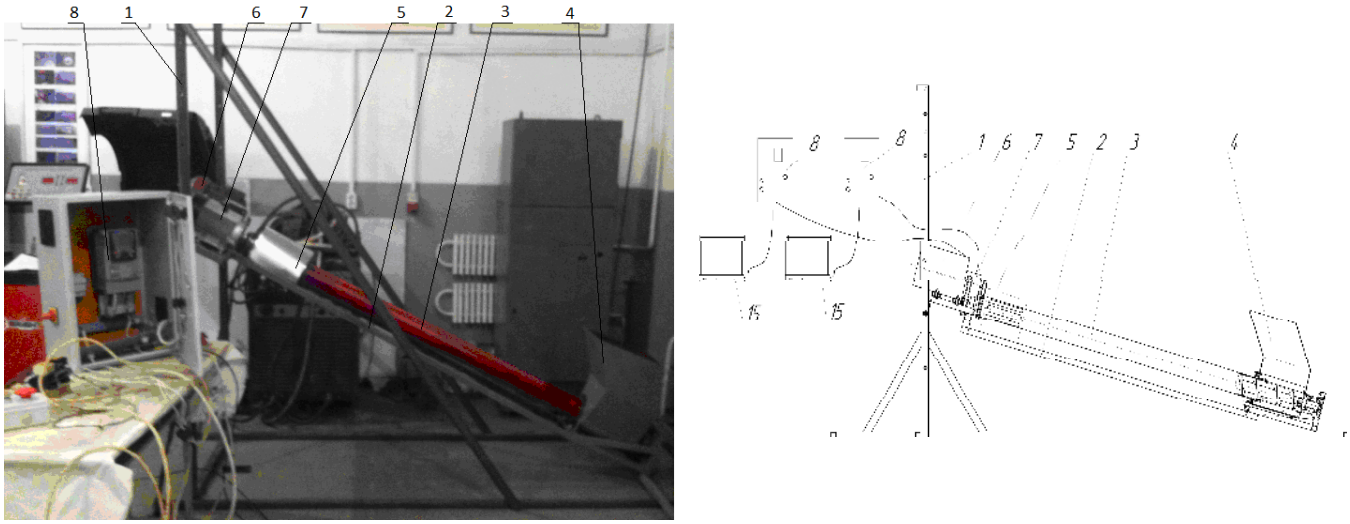


Рис. 1.3. Коструктивна схема та експериментальна установка: 1 – опора регулювання висоти подачі матеріалу; 2 - рама; 3 - обертовий кожух з гвинтом; 4 – бункер; 5 – вивантажувальна вітка; 6 – привід шнека; 7 – привід кожуха; 8 – пункт керування частотою обертання приводів

За принципом транспортування сипкого матеріалу гвинтові конвеєри бувають як тихохідні так і швидкохідні [17, 34], тільки з осьовим транспортуванням та переміщенням матеріалу за його гвинтовою траєкторією.

Гвинтові швидкохідні конвеєри забезпечують стабільну подачу сипкого вантажу на різних трасах і їх швидкісний режим характеризується коефіцієнтом швидкохідності $P = D\omega^2/(2g) > 15$, де ω- відповідно кутова швидкість обертання гвинта, D - зовнішній діаметр гвинтової поверхні робочого органу [34]. З підвищенням коефіцієнта швидкохідності процес транспортування сипкого матеріалу стабілізується, однак збільшення частоти обертання ГК призводить до підвищення енергоємності, погіршення умов завантаження і зменшення коефіцієнту заповнення конвеєра [34].

На рис.1.4 представлено ГК які мають типову зону завантаження для певного виду транспортування.

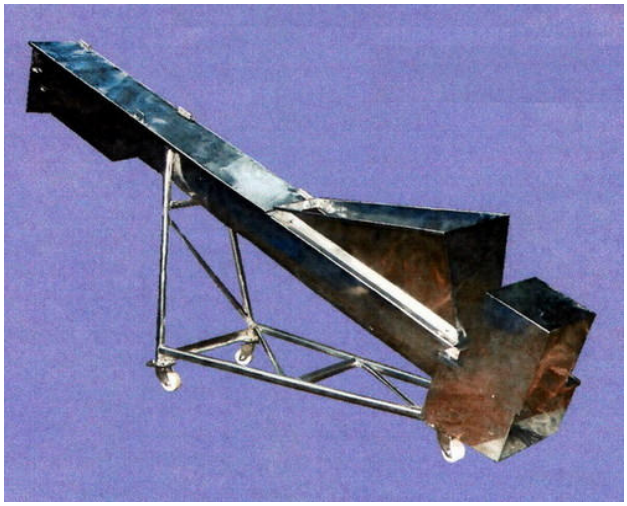
Вертикальний ГК (Wolfking Danmark)

Зона завантаження горизонтального ГК

ГК із змінною трасою транспортування (Invenio Engineering, Jyotiba Nagar, Talewade, India)

Елеваторний ГК

ГК із завантажувальним бункером



Завантажувальний ГК

Мобільний ГК (LSY160-941)

Гвинтовий завантажувач JL-Y60

Рис. 1.4. Приклади конструкцій ГК залежно від виду транспортування

Робота на обмежених площах потребує застосування жорстких шнеків із перехресним розташуванням магістралей, особливо для завантажування зерна. На рис. 1.5. представлені завантажувальні машини виробником якого є ТОВ «Гарант-Агро», ТОВ «АГ-БАГ-Україна», та ТДВ «Львівагромашпроект».

а б в

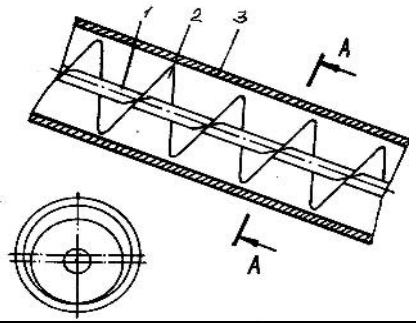
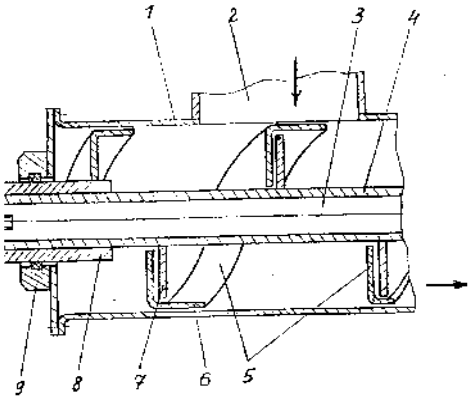
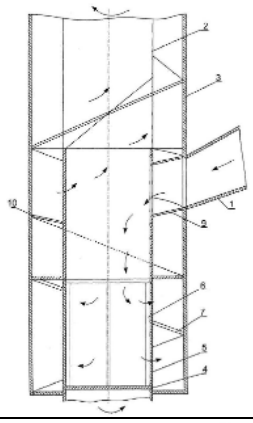
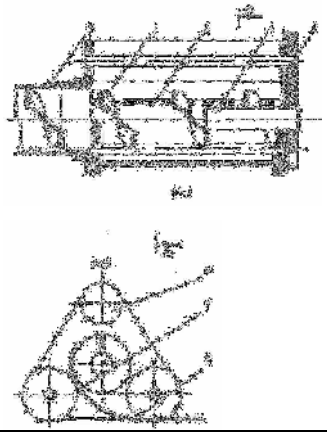
Рис 1.5. Гвинтові завантажувачі зерна: а) У9-УКВ; б) НЗ-20; в) AGRO BAG V280

До переваг цих машин можна віднести високий коефіцієнт завантаження магістралі, що забезпечується забірною частиною. Недоліком можна вважати конструктивну складність та необхідність присутності оператора.

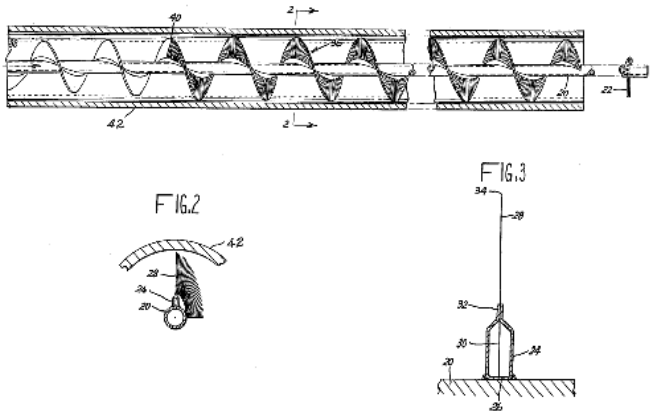
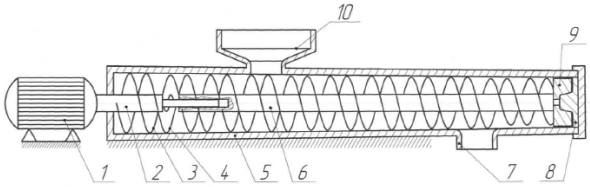
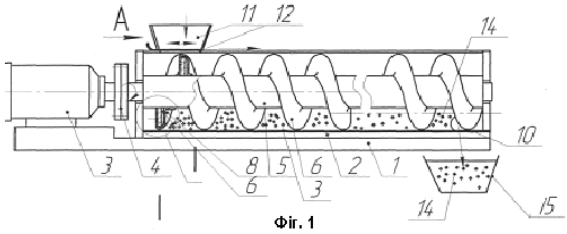
Аналіз літературних джерел показав, що відомі технічні рішення в цілому задовільняють широкі потреби народного господарства для виконання транспортних операцій при переміщені вантажів. Проте більшість технічних рішень не мають теоретичного обґрунтування, що утруднює вибір конкретних параметрів. Конструктивне виконання та призначення ГК розкрито у великій кількості джерел. В табл. 1.1 наведені приклади мобільних та пересувних гвинтових конвеєрів підвищеного технічного рівня [17].

Таблиця 1.1

Конструктивні схеми гвинтових конвеєрів

Найменування ГК	Схема гвинтових конвеєрів	Переваги конструкції
1	2	3
1. З ексцентричним розміщенням валу (Патент US 4,492,302)		Зменшення навантаження на вал та компенсація прогинів у довгих похилих конвеєрів
2. З регульованим завантаженням (А.с. 1148822)		Регулювання коефіцієнта заповнення
3. Із подачею матеріалу через внутрішню трубу UA 69213		Підвищення коефіцієнта заповнення та продуктивності
4. Із активною системою завантаження UA 28990		Покращення рівномірності завантаження, підвищення коефіцієнта завантаження

Продовження таблиці 1.1

5. Із гвинтовими робочими органами у вигляді ворсу USA 4,192,418		Зменшення пошкодження матеріалу при транспортуванні
6. Із гвинтовими робочими органами із спареними шнеками UA 78323U		Покращення змішування
7. Із гвинтовим робочим органом еластичним UA 75314 U		Нетравмування сипкого матеріалу і виробів

На даний час ведуться активні пошуки та розробки зі створення оптимальних конструкцій ГК і їх робочих органів, які б мали задовольнили потреби різних галузей. Це стосується пошуку оптимального виконання операцій завантаження та підвищення продуктивності ГК, а також вибору раціональних параметрів транспортування при перехідних режимах. Все це вимагає теоретичних та експериментальних досліджень в комплексі питань вцілому.

1.2. Сучасний стан досліджень ефективності гвинтових конвеєрів

ГК знайшли широке застосування в різних галузях, таких як в машинобудуванні, сільськогосподарському виробництві, харчовій та переробній промисловісті, будівництві та транспорті та ін. Їх впровадження у виробничі процеси стало можливим завдяки проведеними дослідженнями

багатьма вченими, конструкторами та технологами.

Теоретична основа та вихідні дані для проведення досліджень була висвітлена українськими і зарубіжними вченими у їхніх працях з теорії переміщення частинок сипких матеріалів по поверхнях гвинтових конвеєрів, створенню машин неперервної дії з проектуванням та оптимізацією параметрів, а також у науковій та патентній літературі з новими конструктивними і технологічними рішеннями гвинтових конвеєрів і розширення сфери їх використання.

Дослідженню гвинтових конвеєрів, оптимізації та розробленню математичної моделі технологічного процесу транспортувань та змішувань різних компонентів і сумішей робочими органами машин відповідно присвячені праці вчених: П.М. Василенка [13, 14], Б.М. Гевка [17, 81], А.А. Вайнсона [10], М.П. Александрова [3], Р.Л. Зенкова [48-50], Р.М. Рогатинського [81, 95, 105-107], М.І. Пилипця [95], Ф.К. Іванченка [54], А.М. Кошельова [60], В.В. Краснікова [65], Р.Б. Гевка [20, 101, 119], В.М. Ловейкіна [68-70], І.Б. Гевка [22-26, 94], В.Ф. Дідуха [40], О.Р. Рогатинської [104], О.Я. Гурика [37], Д.В. Дмитріва [39], та ін.

Серед способів дослідження гвинтових конвеєрів, як відмічається в роботі Григор'єва М.А., [34], віддається перевага експериментальним, у результаті яких одержують емпіричні залежності для розрахунку продуктивності й енергоємності.

Серед аналітичних досліджень ГК можна відзначити спроби аналізу їх за допомогою теорій подібності та розмірності, які описані в роботах Григор’єва А.М. [34], Алимов О.Д. [2]. Груздєва Н.Е. [35].

Теоретичні та експериментальні дослідження гвинтових конвеєрів, а також методики, рекомендації та аналітичні залежності для проведення інженерних розрахунків з метою вибору раціональних параметрів робочих органів і режимів роботи наведено в працях А.А. Вайнсона, М.П. Александрова, Ф.К. Іванченка, В.В. Краснікова, та ін.

В науковій діяльності Зенкова Р. Л. [50], Іванченко Ф. К. [54] та Гевко

І.Б. [26] визначалися раціональні параметри ГК. Зазначено, що для легших вантажів потрібно вибирати більший коефіцієнти кроків спіралей k_S. Для жорстких і гнучких горизонтальних ГК встановлено коефіцієнт кроку: 0,8…1,2; для жорстких полого нахилених ГК встановлено коефіцієнт кроку: 0,8…1,0; для гвинтових змішувачів встановлено коефіцієнт кроку: 1,2…1,5. Виведена залежність яка стосується діаметру спіралі та кроку $\varepsilon = p/D = 0{,}5 - 1{,}2$, визначено: чим більший крок - тим легший вантаж.

В [105] осьова швидкість переміщення вантажу виражається через крок і частоту обертання гвинта $n_в$:

$$v = p \cdot n_в / 60. \tag{1.1}$$

Частота обертання гвинта за [105] залежності від діаметра та властивостей транспортованого вантажу та визначаєють за формулою:

$$n_в = k / \sqrt{D}\,, \tag{1.2}$$

де k - коефіцієнт, що враховує характеристики вантажу: k = 65…50 – для легких малоабразивних і неабразивних вантажів; k = 45 – для важких малих абразивних вантажів; k = 30 – для важких абразивних вантажів.

Наукові і практичні рекомендації по проектуванню моделей для ГК з розширеними функціональними можливостями та експлуатаційними показниками наведено працях Ловейкіним В.С. [69] Р.М. Рогатинського [105], Гевка І.Б. [107] та ін. У даних працях наведено синтез новітніх конструкцій з з покращеними технологічними можливостями та визначено структурно-кінематичний аналіз ГК.

Аграрне виробництво вимагає удосконалення технологічних процесів та розробки уніфікованої моделі функціонування ГК [74, 107]. Автори праць визначили розв’язок алгоритму розрахунку об’ємної взаємодії тіл у рухомому потоці напружено-деформованого стану та обґрунтовали необхідність вирішення оптимізаційних задач нелінійного програмування. У формоутворені

гвинтових робочих органів (ГРО) сприяли розробленні нові технічні рішення, для виконання відповідних технологічних процесів, а саме сортування, очищення, транспортування та інші.

Науковцями Рогатинським Р.М. і Гевком І.Б. запрпоновано моделі конструювання і вибору ГК з покращеними технологічними можливостями та створено комплекси наукових і практичних рекомендацій з оптимальним проектуванням, та здійснено дослідження крутних та згинальних коливань робочого органа та представлені закономірності, які визначають швидкість процесу транспортування ГК (для полого конвеєра) [36]:

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi}\left[\frac{tg\beta_1}{tg\alpha + tg\beta_1} + \frac{tg\beta_2}{tg\alpha + tg\beta_2}\right], \qquad (1.3)$$

де ω- кутова швидкість шнека; p – крок шнека; β_1 та β_2 - крайні дані кута підйому магістралі; α – кут нахилу шнека.

Частоту обертання ГРО для легких сипких матеріалів рекомендовано до 1000 об/хв., а шматкові – до 100 об/хв., та важкі і тістоподібні – до 50 об/хв.

У роботі Преображенского П.А. висвітлено залежність мінімального кута нахилу гвинтової лінії [94]:

$$\alpha_{\min} = \frac{1}{2} arctg \frac{\omega R f}{q \cos\beta} - \frac{\varphi}{2}, \qquad (1.4)$$

де ω - кутова швидкість шнека; φ - кут внутрішнього тертя сипкого матеріалу; q - затрати сипкого матеріалу.

Коефіцієнтом заповнення міжвиткового простору ψ, визначено такий, який залежить від реологічних властивостей матеріалів, рекоменндовано використовувати від 0,125....0,450, [3, 13, 15] та можливе збільшення від 1,5...2 рази [3] при використані коротких ГК, які немають проміжних підвісних підшипників.

В роботі Н. Матухно [23] наведено основні числові значення параметрів шнеків жорстких ГК результати яких висвітлені іншими авторами. В табл. 1.2. встановленні числові значення параметрів шнеків.

Таблиця 1.2

Основні конструктивні параметри шнеків для жорстких гвинтових конвеєрів

Вихідні дані	Зуєв Ф.Г. [46]	Красніков В.В. [65]	Григор'єв А.М. [33]	Анакін П.А. [4]
Зовнішній діаметр гвинта D, мм	100-250	50-300	150-600	$D=(4\div6)d$
Крок гвинта P, мм	$(0,75..1.0)D$	$(0,75..1.2)D$	$(0,8..1.0)D$	$P=\pi d\, tg\,\alpha$
Частота обертання гвинта n, об/хв	200-450	60-700	24-150	-
Коефіцієнт заповнення міжвиткового простору, φ	0,4	0,3-0,6	0,3-0,4	0,15-1,0
Кут нахилу конвеєра β, град.	0-90	0-90	0-90	0-90
Внутрішній діаметр гвинта d, мм	-	-	-	$D=(0,02\div0,3)L$
P/D	0,75-1,0	0,75-1,2	0,8-1	-
Радіальний зазор λ, мм	Мінімум	-	6-7,5	-

В роботі Р.Л. Зенков [50] наведено аналітичну залежність визначення потужності транспортування:

$$N=\left(N_1+N_2+N_3\right)k_2, \qquad (1.5)$$

де N_1, N_2 - робота сил тертя вантажу відповідно до поверхні кожуха і спіралі; N_3 - робота, витрачена на піднімання вантажу; k_2 - приведений коефіцієнт.

В роботі [34] наведена емпірична залежність для визначення потужності

наступного виду:

$$N = \frac{Q\left(L\omega' + H\right)}{367}. \qquad (1.6)$$

де Q - продуктивність гвинтового конвеєра; H – висота підйому матеріалу; ω' - коефіцієнт питомих енерговитрат (для зерна ω'=5,5...7,5, для солі ω'=6,5...8,3).

Для транспортування сипкого вантажу визначають осьове зусилля P_z аналітичною залежностю:

$$P_z = \frac{M}{R_c \cdot \mathrm{tg}\left(\alpha + \varphi_1\right)}, \qquad (1.7)$$

де R_c - середній радіус шнека; φ_1 - кут зовнішнього тертя вантажу по спіралі.

Для розрахунку вертикальних конвеєрів рекомендовано залежності, які містять осьову швидкість транспортування v_z. Згідно рекомендації [50] продуктивність вертикальних конвеєрів можна визначити за залежностю:

$$Q = 3,6\pi\varphi\left(D^2 - d^2\right)v_z. \qquad (1.8)$$

Недоліком цієї залежності є те, що осьова швидкість транспортування і коефіцієнт заповнення є величинами, які важко визначити. Швидкохідність конвеєра визначають за коефіцієнтом швидкохідності $P = \omega^2 D / 2g$ або числом Фруда $Fr = Tn^2 / 2g$. Згідно ГОСТ 23976-80 розрахунок швидкохідних конвеєрів проводиться за табличними даними.

Злежності по визначенню продуктивності наведені у працях А.А.Вайнсона, О.О. Омельченко, Р.Л.Зенков та інших суттєво відрізняються між собою, а на основі цього можна зробити висновок, що дані методики є не узгодженої, яка б адекватно відображали процес роботи ГК.

Науково-технологічні основи технології виготовлення спіралей шнеків

викладено в роботах Б.М. Гевка [17, 81]. Встановлено кінетичні й динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу, наведено результати досліджень, за якими встановлено, що транспортування сипких матеріалів і їх ступінь травмування та енергетичні витрати зменшуються внаслідок зменшення кута нахила стінок живильника з зміщенням вертикального тиску матеріала в периферійну сторону робочого органу. Було вибрано раціональні кути нахилу стінок живильника $40^0 - 50^0$, при безбункерному завантаженні, при цьому узагальнений тиск матеріалу на величини зміщення вектора від осі обертання $(0{,}8..1{,}5)D$. Встановлено, що при зменшенні стовпа завантаження від $0{,}5$ м до $0{,}3$ м зменшується енергетичні витрати на $12....18\%$.

В процесі транспортування сипких матеріалів по прямолінійних трасах (горизонтальних, похилих і вертикальних) застосовуються жорсткі шнеки, конструктивною особливісю яких є розташування привідного валу в опорах, що винесені за межі направляючого кожуха (труби). Для забезпечення ефективного функціонування таких типів конвеєрів та особливостей виконання технологічного процесу, а також встановлення оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів та їх режимів роботи присвячено наукові дослідження: Х. Германа [30], А.М. Григорьева [34], Б.М. Гевка [17, 130], Р.М. Рогатинського [104], І.Е. Груздева [34], М.П. Александрова [3], В.С. Ловейкіна, О.Р. Рогатинської [69-70], О.Л. Ляшука [72], А.І. Турпаева [121] та ін.

В роботі [17] наведена аналітичну залежність визначення розхіду матеріалу, незважаючи на положення вітки в просторі і поданій довжині:

$$Q = \psi\varphi_0\left(1+\sqrt{1-\varphi_0}\right)\pi D_{ж}^3\omega\frac{0.5\pi D_{ж}T\left(1+\sqrt{1-\varphi_0}\right)-\mu_1 T^2}{16\left[T^2+0.2\pi^2 D_{Ж}\left(1-\sqrt{1-\varphi_0}\right)\right]}, \qquad (1.9)$$

де ψ - коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного січення жолоба спіраллю; φ_0 – коефіцієнт, який враховує

завантаження на вході; $D_{ж}$ – прохідний діаметр кожуха; T– крок шнека; ω – частота обертання шнека; μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні спіралі.

В працях Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського М.І. Пилипця [81, 95] приведені теоретичні і експериментальні дослідження спіральних гнучких гвинтових конвеєрів. Авторами наведені дані дослідження, що при зміні висоти піднімання сипкого вантажу та радіуса кривизни магістралі встановлено, що продуктивність даних робочих органів практично не залежить. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання робочого органу конвеєра продуктивність збільшується, а розхід матеріалів в зоні завантаження знаходиться на одному рівні.

В роботах О.Л.Ляшука та О.Р.Рогатинської [72, 104] наведені теоретична та експериментальна програма досліджень з визначенням раціональних параметрів гвинтових робочих органів та запропоновано режими роботи для транспортування сипких матеріалів на вертикальних та похилих конвеєрах. Визначені рацональні параметри робочих органів та виведені аналітичні залежності для встановлення граничних відхилень швидкості частинок при транспортуванні.

Для ефективної подачі сипкого матеріалу з бункера та підвищення надійності роботи завнтаження гвинтових конвеєрів наведено в праці Д.Л. Радика [102].

Для визначення та обгрунтування конструкції та параметрів гвинтових робочих органів конвеєрів в залежності від режимів роботи представлено в роботі Р.С. Грудового [37]. Обгрунтовано кінематика сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі на основі залежностей руху матеріальної частинки.

В роботах [75, 94] наведено результати експериментальних досліджень продуктивності, потужності на приводі робочого органа та кожуха, питомі енерговитрати ГК, на які впливає частота обертань шнека $n_{ø}$, частота обертань кожуха n_k, та кутового нахила конвеєра γ при транспортуванні сипких матеріалів за допомогою роботи кожуха в напрямку, та зворотньому напрямку

обертання РО. Встановлені межі продуктивності: 300 ≤ $n_в$ ≤ 700 (об/хв.); 200≤ n_k ≤ 760 (об/хв.); 14°≤ γ ≤36°; та параметри для забезпечення підвищення продуктивності конвеєра: 420 ≤ $n_в$ ≤ 700 (об/хв.); 312≤ n_k ≤ 624 (об/хв.); 14° ≤ γ ≤ 36°.

На основі опрацюваної теоретичної та експериментальної складової наукових досліджень було обрано конструктивні і кінематичні параметри робочих органів гвинтових конвеєрів. Дані питання потребують подальшого вивчення та дослідження ефективності гвинтових конвеєрів.

1.3. Аналіз конструкцій та технологічних процесів роботи гвинтових конвеєрів із завантажувальними та перевантажувальними патрубками

Постійне використання ГК зумовлює необхідність використання та розроблення високоефективні машини які дають змогу транспортувати сипкі (порошкоподібні та дрібнозернисті) матеріали, які застосовуються в різних галузях економіки.

На основі літературних джерез було приділено увага завантажувальним патрубкаж та бункерним пристроям, технологічному процесі та конструктивним елементам збурення сипкого матеріалу. На рис.1.6. наведено механічні та вібраційні збуджувачі руху сипкого матеріалу, а саме у бункерах ГК [99].

Розробці та пректуванню запобіжних механізмів гвинтових транспортно-технологічних машин і механізмів з метою їх захисту при функціонуванні присвячені роботи Р.Б. Гевка, Клендій О.М. [99], І.Б. Гевка [106, 133].

Встановлено, що гнучкий гвинтовий конвеєр [18, 25, 99] складається із авантажувального патрубока для ефективності забора матеріалу у вигляді бура (рис. 1.7.а).

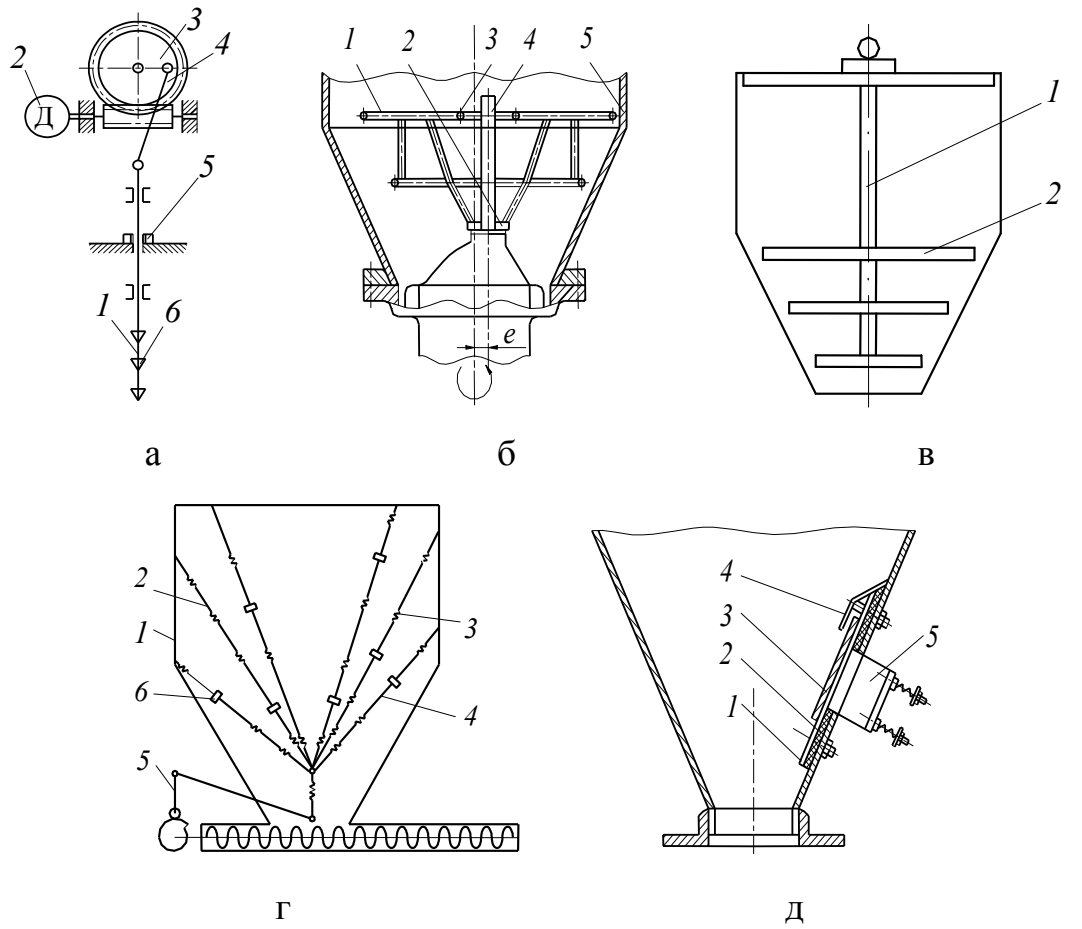


Рис. 1.6. Конструктивні схеми механічних та вібраційних збуджувачів:
а - збуджувач у вигляді рухомої штанги; б - збуджувач у вигляді просторової решітки; в - підвісний віброзбуджувач; г - збуджувач з вібруючими тягами; д - накладний вібратор на пружних елементах

Перевагами завантажувального патрубка з конусними наконечниками є ефективний забір злежаних матеріалів і переміщення матеріалу на вертикальних ділянках, що є можливим за рахунок кріплення гвинтової спіралі до гнучкого валу.

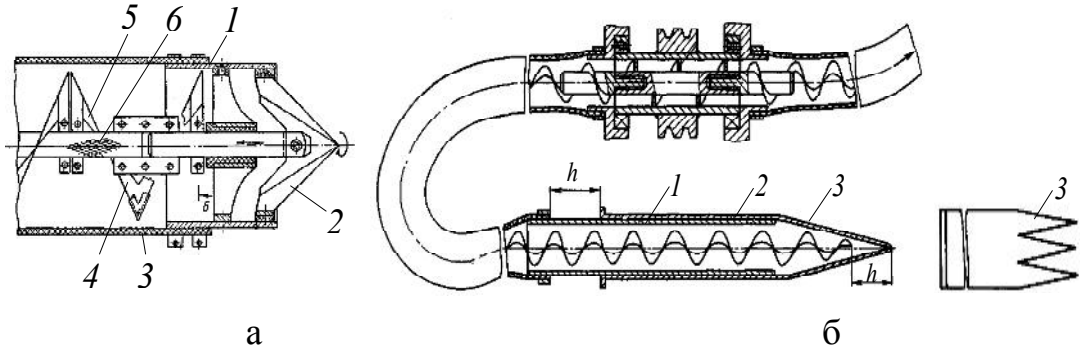


Рис. 1.7. Завантажувальний патрубок з конусним наконечником
а – наконечник у вигляді бура; б – конусний пелюстковий наконечник

Недоліками завантажувального патрубка який складається з гнучкого вала в середині якого є канат, який працює на розтяг і має конструктивну складність гвинтового бура.

На рис. 1.8. представлено фото гнучких ГК з завантажувальними та вивантажувальними магістралями з різними приводами.

а б

Рис. 1.8. Загальний вигляд компоновки гнучкого гвинтового конвеєра:
а – привід від валу відбора потужності трактора; б – привід від електродвигуна

Схема гвинтового конвеєра з приводом робочих органів від окремих електродвигунів наведено на рис.1.9. Робочі гвинтові спіралі встановлені так, що центральна вісь співпадає з вісю привідного вала електродвигуна. Технологічні магістралі завантажувальної та вивантажувальної зони з’єднуються секціями перевантажувального патрубка які розташовані горизонтально (рис. 1.9.б), та вертикально (рис. 1.9.в) по відношенні до площини.

Важливою перевагою у практичному застосуванні даного ГК виявилося, можливість застосувати його у різни напрямках, а саме: в горизонтальному, у вертикальному положенні перевантажувального патрубка, за допомогою одномагістрального завантажувального (рис. 1.9.г) та вивантажувального режимів (рис. 1.9.д).

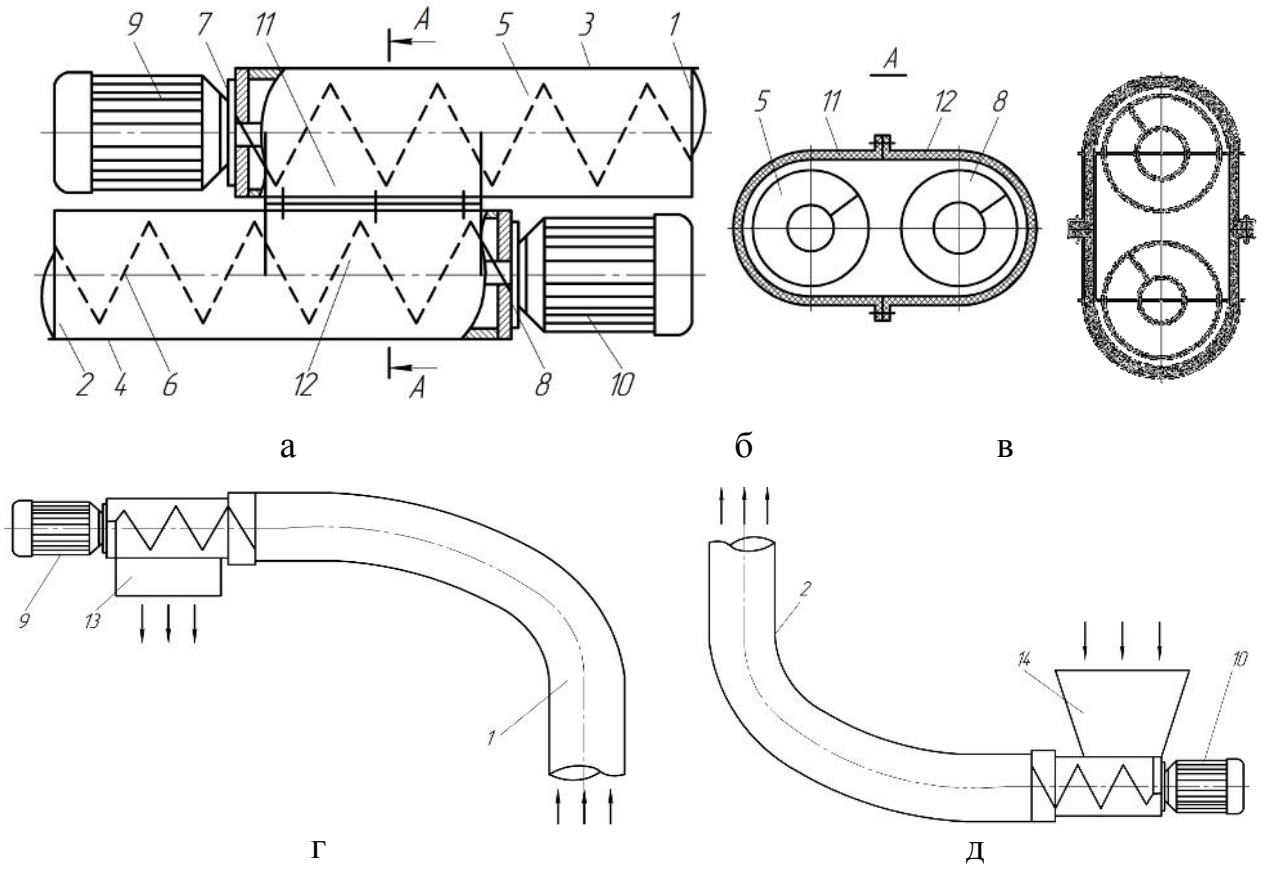


Рис. 1.9. Схема гвинтового конвеєра з приводом робочих органів від окремих електродвигунів: а – загальний вигляд; б – горизонтальне розташування магістралей; в – вертикальне розташування магістралей; г – варіант виконання одномагістрального завантажувального конвеєра; д - варіант виконання одномагістрального вивантажувального конвеєра

Гвинтовий конвеєр [16] у своїй роботі забезпечив збільшення довжини перевантаження та забезпечення його просторової конфігурації, що представлено у конструктивно-технологічній схемі, яка зображена на рис. 1.10.

Патрубки кріпляться за допомогою фланців до просторової траси для транспортуванні сипких матеріалів по магістралі в різних площинах. Розміщення патрубків здійснюється в одних кожухах в одній площині, а в інших – у взаємно перпендикулярній, що дає змогу ефективно транспортувати сипкі матеріали з однієї магістралі на іншу.

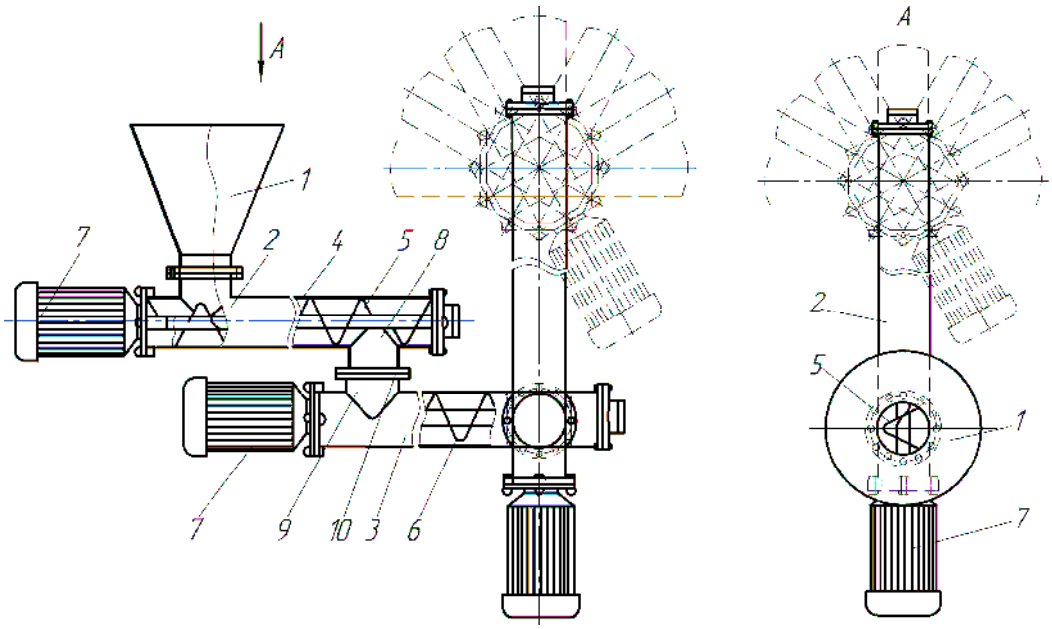


Рис. 1.10. Конструктивно-технологічна схема гвинтового конвеєра з різною просторовою конфігурацією траси

За результатами досліджень секційного гвинтового робочого органу встановлено, що за умови його експлуатаційної надійності при довжині секційного гвинтового робочого органу 6 м та діаметрі 100 мм кут закручування робочого органу знаходиться в межах 26...30°, а гранично допустимий не повинен перевищувати 35°.

На рис. 1.11 представлено конструктивну схему двомагістрального гвинтового конвеєра з похилим пересипом сипкого матеріалу [99]. Дана конструктивна схема складається завантажувального та вивантажувального патрубка. За допомогою похилого перевантажувального патрубка здійснюється пересип сипкого матеріалу з завантажувального на вивантажувальний патрубок.

За допомогою ГРО здійснюється технологгічний процес транспортування сипкого матеріалу із завантажувального патрубка в сторону похилого перевантажувального патрубка, завдяки переходу сипкого матеріалу самоплино в вивантажувальний патрубок.

За схемою компоновки гвинтового конвеєра спостеріагаємо перевагу спрощеного приводу, а недоліком виступає малий кут охоплення пасами шківа

електродвигуна.

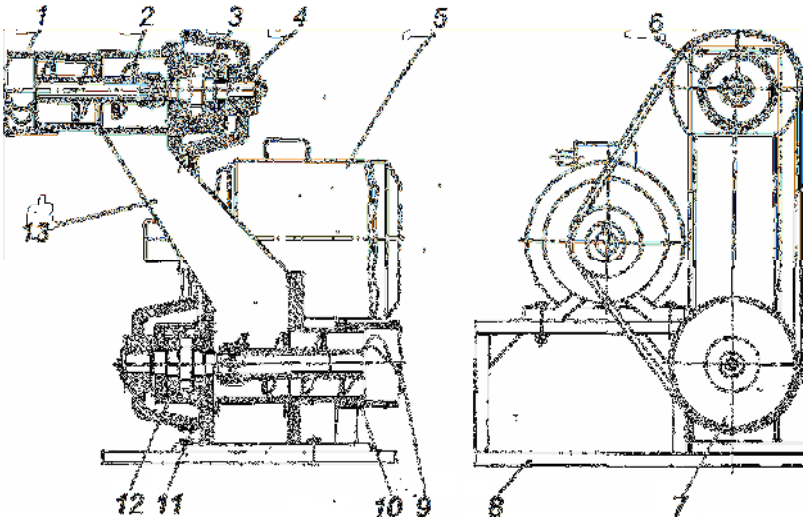


Рис. 1.11. Конструктивна схема двомагістрального гвинтового конвеєра з похилим перевантажувальним патрубком

На рис. 1.12 наведена конструкція конструктивно-технологічна схема гвинтового транспортера-змішувача, яки одночасно здійснює транспортування та змішування сипких матеріалів, а саме елементі перевантажувального патрубка з центральним приводом для розширення функціональних можливостей [36].

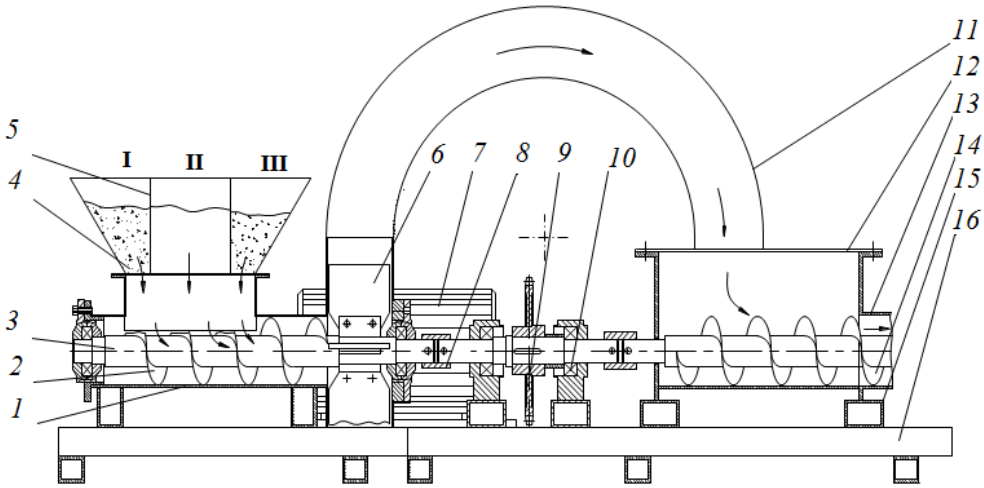


Рис. 1.12. Конструктивно-технологічна схема перевантажувального патрубка гвинтового транспортера-змішувача з центральним приводом

Встановлено раціонально параметри секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів, визначено оптимальні конструктивно-кінематичних параметри робочих органів зокрема в роботі М.Р. Гевка [16, 28]. Автором представлено ряд конструктивно-технологічних схем для розвантаження та завантаження зернових матеріалів з функціональними можливостями при транспортуванні та підвищення трансфортабельності магістралей. Представлено компоновку гнучких гвинтових конвеєрів для виконання відповідних операцій машинами у сільськогосподарському виробництві, що зображено на рис.1.13.

На рис. 1.14 наведено ГК для транспортування стружки з додатковими лопатками. ГК приводиться в дію від електродвигуна потужністю 3 кВт та має частоту обертання ГРО 710 об/хв. Неодіком цього ГК є великі енергетичні затрати.

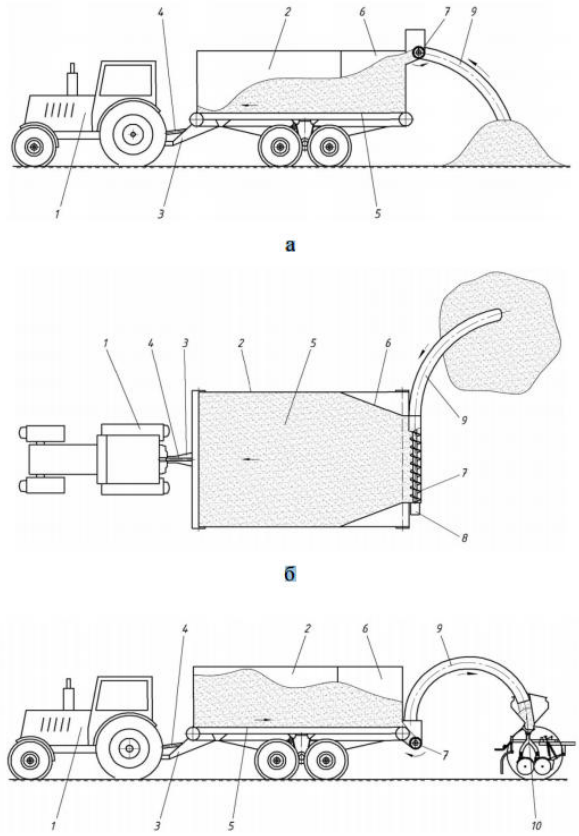


Рис. 1.13. Конструктивно-технологічна схема в компоновці з гнучким гвинтовим конвеєром для завантаження та розвантаження сипких матеріалів у польових умовах

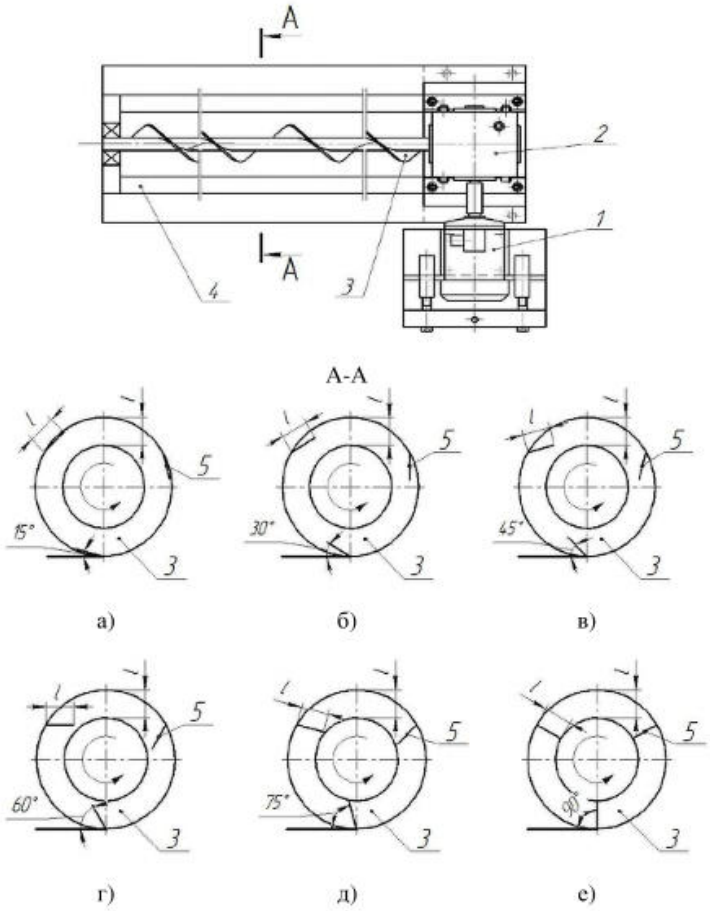


Рис. 1.14 Шнековий конвеєр [Пат 83441]

а – кут атаки 15°; б – кут атаки 30°; в – кут атаки 45°; г – кут атаки 60°;

д – кут атаки 75°; е – кут атаки 90°

На рис. 1.15 наведено експериментальна установка яка дає можливість працювати у прискореному транспортуванні та змішуванні сипкого матеріалу. Дана установка працює в двох режимах, а саме коли кожух обертається проти напрямку обертання шнека, а в другому – за напрямком обертання робочого органа.

В даній експериментальній установці продуктивність ГК при різних коефіцієнтах заповнення та частоті обертання РО та кожуха визначається в автоматизованому режимі. За допомогою перетворювача частоти в автоматизованому режимі здійснено моделювання різних навантажень та визначено силові характеристики плавному та різкому пуску за допомогою ПК.

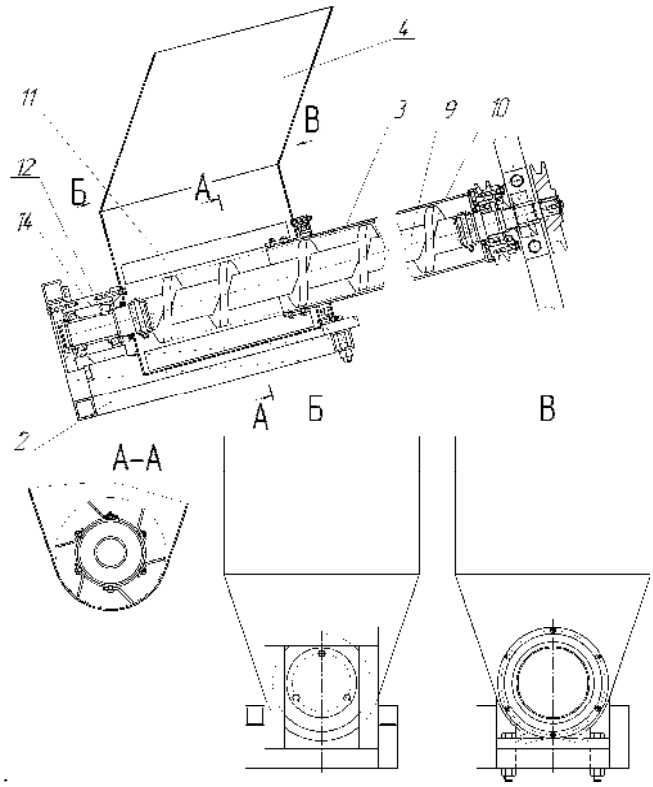


Рис. 1.15. Експериментальна установка для дослідження транспортування та змішування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром з обертовим кожухом

Перевагами даної установки є підвищення продуктивності та незащемлення транспортованого матеріалу між обертовим гвинтовим поверхневим елементом робочого органу та рухомою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. Недоліком даної установки є великі енергетичні затрати та металоємкість.

Для виконання технологічних процесів сепарації, калібрування, подрібнення застосовують ГК з горизонтальними імпульсними навантаженнями рис. 1.16 [106]. Сипкий матеріал засипається в завантажувальний механізм, де здійснюється технологічний процес перемішується і подрібнюється. Далі попередньо калібрований сипкий матеріал попадає на ГРО і переміщається в горизонтальному напрямі вправо. По мірі переміщення сипкого матеріалу просипаються і права секція ГРО отримує осьові і імпульсні переміщення від кулачків. Переміщення ГРО в крайнє положення здійснюється за рахунок його пружних властивостей. В процесі змішування та транспортування кількість фракцій можна збільшити при

відповідному збільшенні кількості отворів і сит.

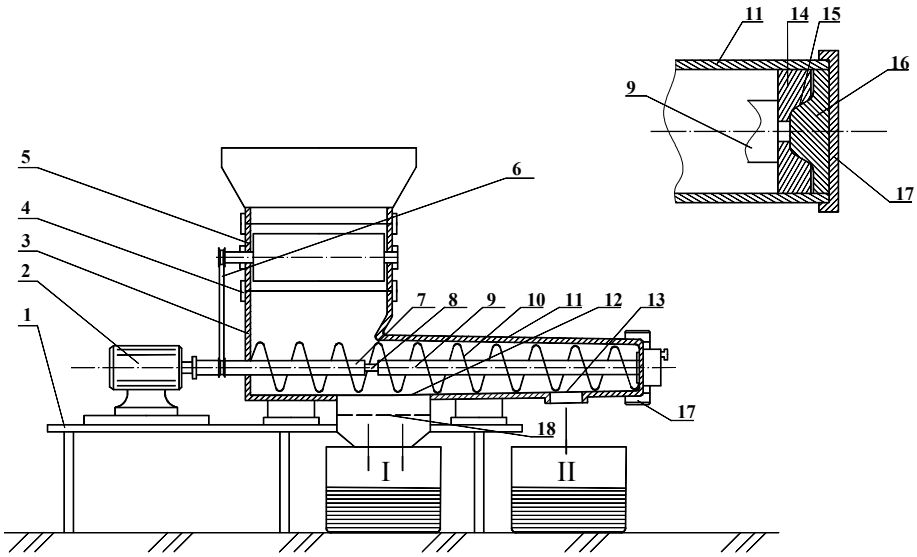


Рис. 1.16. Конструктивно-компонувальна схема гвинтового сепаратора: 1 - рама; 2 - електродвигун; 3 - корпусу; 4 - завантажувальний механізм; 5 - подрібнювач; 6 - пасова передача; 7- привідний вал; 8 - шліцьове з'єднання; 9 - ведений вал; 10 - гвинтова спіраль; 11 - трубопровоід; 12 і 13 - ємності; 14 – шайба; 15 – кулачки; 16 - коса шайба; 17 – гайка; 18 - сито

1.4. Аналіз кінематики сипкого матеріалу у гвинтових конвеєрах

Дослідження руху сипких вантажів у ГК та їх взаємодії із ГРО показало, що розрахункові залежності не враховують багатьох факторів, особливо специфіки поверхонь. Загалом практично всі рівняння, які описують функціонування гвинтових транспортерів, ґрунтуються на залежності представленій у праці Григорьева А. М. [94]:

$$v_z = \frac{T\left(\omega - \omega_в\right)}{2\pi}, \tag{1.10}$$

де $\omega_в$ - кутова швидкість вантажу.

Розроблені реологічні моделі переміщення сипучого матеріалу мають досить низьку точність і не в повній мірі забезпечують опис процесу

транспортування у тихохідних ГК, в яких при переміщенні відбувається перемішування вантажу з коловою складовою руху в площині, нахиленій під кутом 50...70 градусів до площини поперечного перерізу конвеєра. Тому їх використання призводить до похибок значно більших, ніж при використанні залежностей з експериментальними коефіцієнтами.

Розрахунок швидкохідних, зокрема і вертикальних конвеєрів відрізняється від розрахунку тихохідних тим, що параметри процесу транспортування залежать не тільки від властивостей вантажу, але і від експлуатаційних параметрів, таких як кутова швидкість, кут нахилу конвеєра та інших.

На основі диференціального рівняння руху описано залежність осьової швидкості вантажу від кутової швидкості шнека, яка є досить складною задачею [33]:

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

де μ_1, μ_2 - відповідно коефіцієнти тертя вантажу по поверхні спіралі та кожуха, $k_T = T/D$ - коефіцієнт кроку; $r = D/2$ - розрахунковий радіус; β - кута нахилу крнвеєра.

Залежність (1.11) отримана з припущенням, що кутове прискорення частинки рівне нулю, що для конвеєрів з коефіцієнтом швидкохідності P=3...5 прийнятно, а для конвеєрів з P=10...25 вносить значні похибки.

Аналогічна залежність знаходиться у Зенков Р.Л. [57], а Куцин Л.М. [59] які запропонували визначення середньої осьової швидкості переміщення сипкого матеріалу за залежністю:

$$v_z = \frac{\int_\Omega v_\rho \, \mathrm{d}\Omega}{\int_\Omega \mathrm{d}\Omega}, \qquad (1.12)$$

де $d\Omega$ - елементарна кільцева площадка поперечного січення площею Ω; v_ρ - осьова швидкість сипкого матеріалу в площадці $d\Omega$ з радіальним параметром ρ.

$$v_\rho = \frac{Tn\left(\rho^2 - mt\rho\right)}{60\left(t^2 + \rho^2\right)}, \tag{1.13}$$

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

В Даному рівнянні (1.13) не враховано реологічні характеристики сипких матеріалів та взаємодії кільцевого шару між собою.

Дослідження А.М. Григор'єва, Б.М. Гевка, Л.М. Куцина [17, 33, 59] дозволили детально розглянути кінематику руху частинки у вертикальному конвеєрі. Встановлено граничні допущень при переході від руху матеріальної частинки до вантажу.

В роботі [37] наведено теоретичні дослідження кінематику руху вантажу та виведено параметричні рівняння траєкторії руху вантажу:

$$\vec{r}_B = \begin{bmatrix} (-\sin(\omega_1 \cdot t)\cdot\cos(\omega_2 \cdot t) - \cos(\omega_1 \cdot t)\cdot\sin(\omega_2 \cdot t))\cdot r - \sin(\omega_1 \cdot t)\cdot\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1 t}{2\pi}) \\ (-\sin(\omega_1 \cdot t)\cdot\sin(\omega_2 \cdot t) + \cos(\omega_1 \cdot t)\cdot\cos(\omega_2 \cdot t))\cdot r + \cos(\omega_1 \cdot t)\cdot\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1 t}{2\pi} \\ \dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot t}{2\pi} \\ 1 \end{bmatrix}. \tag{1.14}$$

Де параметр t визначено на проміжку $0 \le t \le \dfrac{2\pi L}{\omega_2 p_к}$.

А в роботі [26] представлено рівняння, що визначають швидкість та прискорення руху вантажу в гвинтовому змішувачі. Одержані параметричні рівняння дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів на стадії проектування гвинтового змішувача:

$$\dot{r}_B = \begin{bmatrix} (-\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2) - \\ -\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1 \cdot t + \sin(\omega_1 \cdot t)) \\ (-\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2) + \\ +\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) - \sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1 \cdot t) \\ \dfrac{\omega_2 \cdot p_к}{2\pi} \end{bmatrix}; \quad (1.15)$$

$$\ddot{r}_B = \begin{bmatrix} (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2)^2 + \\ +\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1}{2\pi} \cdot (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1^2 \cdot t - 2\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1) \\ (\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) \cdot r \cdot (\omega_1 + \omega_2)^2 - \\ -\dfrac{\omega_2 \cdot p_к \cdot tg\alpha_1}{2\pi} \cdot (\cos(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1^2 \cdot t + 2\sin(\omega_1 \cdot t) \cdot \omega_1) \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.16)$$

У роботі О.Р. Рогатинської [105] встановлено особливості транспортування швидкохідними гвинтовими конвеєрами. Встановлено, що момент зрушення вантажу завантаженого конвеєра значно перевищує момент постійного транспортування, а взаємодія сипкого матеріалу з гвинтовою поверхнею приймає ударний характер. За даними результатами моделювання апроксимовано зміну ударного навантаження залежністю [105]:

$$f(t) = F_{\max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_1} \right)^{\varepsilon} \left(\frac{t_1 - t}{t_1 (1 - \tau)} \right)^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (1.17)$$

де t_1 - час, зрушення матеріалу; $t_1 = k_\delta \delta_T / v_1 = 2\pi k_\delta \delta_T / \omega T$.

k_δ - коефіцієнт, який показує умови захоплення матеріалу шнеком,

δ_T -величина осьового переміщення ущільного матеріалу, v_1 - швидкість збігу шнека.

Для надання зрушення маси m визначаємо значення сили ударного навантаження, при швидкості v, залежністю [105]:

$$F_{\max} = \frac{mv}{k_1 t_1} = \frac{m\omega^2 DT \sin\alpha}{4\pi k_\delta k_1 \delta_T} = K_F \rho_П \omega^2 L D^3, \qquad (1.18)$$

де $k_1 = k_1(\varepsilon)$ - коефіцієнт форми кривої; K_F - комплексний безрозмірний коефіцієнт, який вказує коефіцієнт заповнення при транспортуванні, $K_F = 0,3 - 0,5$; L - довжина конвеєра, який заповнений матеріалом.

Для похилих ГК Хозіним П.І. запропоновано коефіцієнт завантаження приймати за залежністю [121]:

$$\varphi = \frac{A}{\sqrt{n}}(1 - 0,4\sin\beta)m, \qquad (1.19)$$

де m - коефіцієнт, який залежить від довжини завантажувального вікна.

Соколовим А.Я. запропоновано коефіцієнт завантаження для вертикальних ГК, який приймається [117]:

$$\varphi = 1 - R_{кр}^2 / R_{ж}^2, \qquad (1.20)$$

де $R_ж$ - радіус кожуха; $R_{кр}$ - критичний радіус.

Встановлено [17, 99], що мінімізація енерговитрат при транспортуванні сипких матеріалів визначається співвідношенням кутової швидкості ГРО та продуктивністі $\omega = k / Q^{1/5}$, де $12 < k < 20$: для пшениці $k = 13..14$, для кукурудзи $k \approx 16$, для ячменю $k = 13...15$.

Коефіцієнт зовнішнього тертя μ до 0,5 встановлений раціональний крок РО має значення 0,9.....1,0 та діаметр спіралі D, коефіцієнт тертя матеріалів 0,5.....0,8 відповідно $(0,5.....0,8)\cdot D$ та при $\mu > 0,8$ крок $T = (0,6.....0,8)\cdot D$ встановлено для зернових матеріалів.

1.5. Висновки з розділу

На основі аналізу стану питання можна зробити наступні висновки.

1. Гвинтові конвеєри як транспортні засоби мають широке використання в різних галузях економіки при переміщенні сипких, кускових та в'язких вантажів. До основних позитивних сторін гвинтових конвеєрів доцільно віднести простоту конструкцій, невисоку вартість та надійність. Конструктивні особливості гвинтових транспортерів залежать від специфіки процесів перевантаження транспортних матеріалів та їх реологічних властивостей.

2. На основі проведеного аналізу технологічних процесів транспортування матеріалів встановлено, що на практиці та в літературних джерелах питанню підвищенню продуктивності транспортування сипких матеріалів приділяється багато уваги, воно є актуальним, проте його вирішення потребує подальшого наукового пошуку і створення прогресивних конструкцій гвинтових транспортерів, які б забезпечували мінімальні зусилля переміщення вантажів.

3. Також слід відзначити, що ряд питань проектування прогресивних конструкцій гвинтових завантажувачів з мінімальними енерговитратами, які б забезпечували мобільність зміни траєкторії транспортування, потребують подальшого розроблення і дослідження.

Відтак у відповідності з результатами проведеного аналізу та з урахуванням визначеної наукової проблеми основні завдання досліджень є наступними:

- провести аналіз конструкцій та досліджень гвинтових завантажувачів, на базі чого розробити теоретичні передумови проектування модернізованих гвинтових завантажувачів з підвищеною мобільністю зміни траси перевантаження сипких матеріалів;

- розробити математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу;

- розробити математичну модель власних коливань механічної системи

«горизонтальний гвинтовий робочий орган – суцільний потік сипкого матеріалу»;

- дослідити резонансні коливання горизонтального гвинтового робочого органу, які є найбільш небезпечними режимами експлуатації гвинтового завантажувача;

- провести дослідження динамічних напружень, що виникають в горизонтальній та крутонахиленій вітках гвинтового завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок гвинтового завантажувача з пересипом та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності та величини крутного моменту на приводі завантажувача під час транспортування сипких матеріалів від режимів роботи.

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Теоретичні передумови роботи гвинтових завантажувачів з пересипом

Створення та удосконалення ГК сприяє розвитку різних типів виробництв та підвищенню продуктивності праці. Гвинтові транспортно-технологічні механізми використовуються при механізації та автоматизації виробництв у різних галузях економіки, і від їх раціонального вибору залежить високопродуктивна робота цих виробництв.

Під час роботи вертикальних і крутонахилених ГК однією з умов забезпечення їх ефективного функціонування є використання шнеків із високою частотою обертання. Проте це викликає в зоні завантаження відцентрової сили, яка призводить до падіння коефіцієнта завантаження і зниження його продуктивності. Тому в конструкціях вертикальних і крутонахилених ГК доцільно використовувати додатковий конвеєр із нижчою частотою обертання для завантаження швидкохідних вертикальних конвеєрів.

Визначимо мінімальне зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикального конвеєра, а також раціональне розміщення завантажувального конвеєра. Представлена розрахункова схема, яка зображена на рис. 2.1.

На гвинтовій поверхні розташована частинка матеріалу вертикальної вітки конвеєра в зоні його завантаження піддається дії горизонтального конвеєра і для випадку нахиленого розташування осей гвинтових конвеєрів має рух, що описується рівняннями рівноваги [127]:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + F_{1x} + P_{1x} + G_x + F_{ix} = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + P_{1y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + F_{1z} + P_{1z} + G_z = 0, \end{cases} \tag{2.1}$$

де N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні вертикального шнека

відповідно на осі x, y, z, Н; F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сил тертя між частинкою і поверхнею гвинтового робочого органу відповідно на осі x, y, z, Н; G_x, G_y, G_z, – проекції сил ваги відповідно на осі x, y, z, Н; P_{1x}, P_{1y}, P_{1z} – проекції сил подачі матеріалу в зону завантаження горизонтальним конвеєром відповідно на осі x, y, z,Н; F_{ix} - проекція відцентрової сили на вісь x, Н; N_{2y},– проекція нормальної реакції від поверхні кожуха на вісь y, Н;

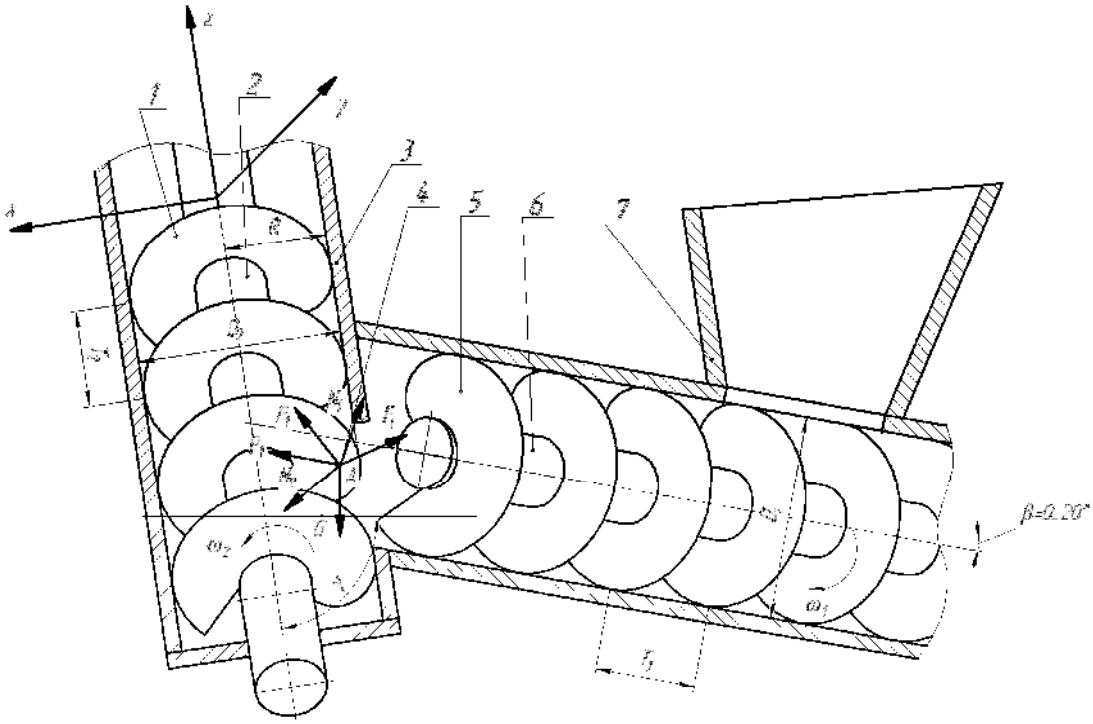


Рис. 2.1. Розрахункова схема для визначення мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикального завантажувача: 1 - гвинтовий робочий орган вертикального конвеєра; 2 – вал вертикального конвеєра; 3 – кожух; 4 – частинка матеріалу; 5 - гвинтовий робочий орган горизонтального конвеєра; 6 – вал горизонтального конвеєра; 7 - бункер

Проекцію нормальної реакції на осі координат знаходимо за формулами:

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin\alpha; \\ N_{1y} = -N_1 \cdot \sin\alpha; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos\alpha, \end{cases} \tag{2.2}$$

де α – кут підйому гвинтової лінії ГРО, рад; N_1 - нормальна реакція від поверхні шнека, Н.

Проекції сили маси на осі координат:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos\gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin\gamma, \end{cases} \tag{2.3}$$

де m – маса частинки, кг; γ – кут нахилу осі вертикального гвинтового робочого органу до горизонталі, рад; g - прискорення вільного падіння, $ì\ /ñ^2$.

Проекція відцентрової сили:

$$F_{ix} = -mR\omega_2^2, \tag{2.4}$$

де R- зовнішній радіус вертикального шнека, м; ω_2 - кутова швидкість обертання шнека, c^{-1}.

Сила тертя F_1 протилежно напрямлена вектору абсолютної швидкості частинки, а її проекції будуть записуються:

$$\begin{cases} F_{1x} = -f_1 N_1 \cdot \cos\alpha; \\ F_{1y} = -f_1 N_1 \cdot \cos\alpha; \\ F_{1z} = -f_1 N_1 \cdot \sin\alpha, \end{cases} \tag{2.5}$$

де f_1– коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею робочого органа.

Проекції сил подачі матеріалу в зону завантаження горизонтальним конвеєром:

$$\begin{cases} P_{1x} = P_1 \cdot \sin(\gamma - \beta); \\ P_{1y} = 0; \\ P_{1z} = P_1 \cdot \cos(\gamma - \beta), \end{cases} \tag{2.6}$$

де β – кут нахилу вісі горизонтального ГРО до горизонталі, рад.

Враховуючи (2.2 - 2.6), система рівнянь (2.1) набуде вигляду:

$$\begin{cases} \sum X = -N_1 \sin\alpha - f_1 N_1 \cos\alpha + P_1 \sin(\gamma - \beta) + mg\cos\gamma - mR\omega_2^2 = 0; \\ \sum Y = -N_1 \sin\alpha - f_1 N_1 \cos\alpha + f_2 N_2 = 0; \\ \sum Z = N_1 \cos\alpha - f_1 N_1 \sin\alpha - mg\sin\gamma + P_1 \cos(\gamma - \beta) = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

де N_2 - нормальні реакції від поверхні кожуха, Н.

З третього рівняння системи рівнянь (2.7) будемо мати:

$$N_1 = \frac{mg\sin\gamma - P_1\cos(\gamma - \beta)}{\cos\alpha - f_1 \sin\alpha}. \quad (2.8)$$

Використовуючи залежність (2.8) в першу рівняння системи рівнянь (2.7), отримаємо:

$$\frac{(-mg\sin\gamma + P_1\cos(\gamma-\beta)(\sin\alpha + f_1\cos\alpha)}{\cos\alpha - f_1\sin\alpha} + P_1\sin(\gamma-\beta) + mg\cos\gamma - mR\omega_2^2 = 0. \quad (2.9)$$

$$(-mg\sin\gamma + P_1\cos(\gamma-\beta)\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) + P_1\sin(\gamma-\beta) + mg\cos\gamma - mR\omega_2^2 = 0;$$

$$-mg\sin\gamma\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) + P_1(\cos(\gamma-\beta)\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) + \sin(\gamma-\beta)) + mg\cos\gamma - mR\omega_2^2 = 0;$$

$$P_1 = \frac{mg(\sin\gamma\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) - \cos\gamma) + mR\omega_2^2}{\cos(\gamma-\beta)\operatorname{tg}(\alpha+\varphi) + \sin(\gamma-\beta)}, \quad (2.10)$$

де φ - кут тертя між матеріалом і поверхнею шнека, $\varphi = \operatorname{arctg} f_1$.

Силу подачі матеріалу в зону завантаження горизонтальним конвеєром також можна представити формулою:

$$P_1 = P_0 - mg(\sin\beta + f_2\cos\beta), \quad (2.11)$$

де P_0 – осьове зусилля подачі матеріалу, Н; f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха горизонтального робочого органа.

Підставляючи рівняння (2.11) в рівняння (2.10) знайдемо мінімальне осьове зусилля подачі матеріалу:

В процесі дослідження технологічного процесу завантаження гвинтового завантажувача (ГЗ) вивели аналітичну залежність визначення величини осьової сили горизонтальної вітки:

$$P_0 = \frac{mg(\sin\gamma\,\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)-\cos\gamma)+mR\omega_2^2}{\cos(\gamma-\beta)\,\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)+\sin(\gamma-\beta)} + mg(\sin\beta + f_2\cos\beta), \qquad (2.12)$$

На основі формули 2.12 будуємо графіки залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу вертикального конвеєра (рис. 2.2) та від кута нахилу горизонтального конвеєра (рис. 2.3).

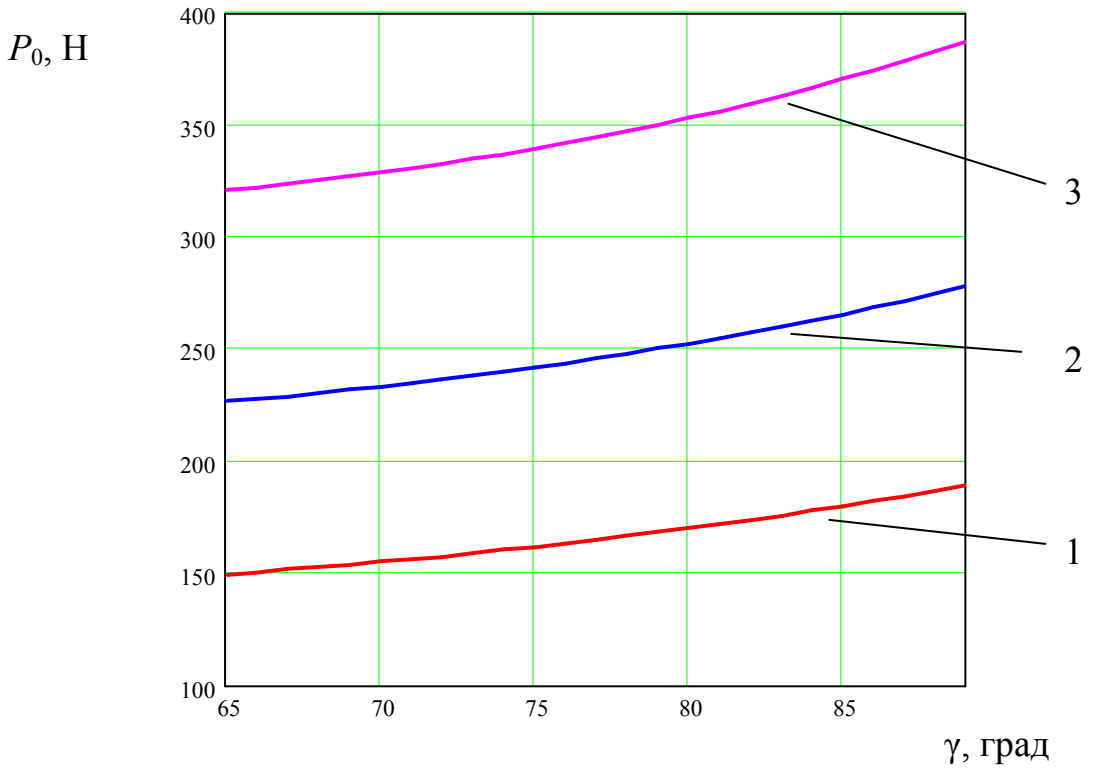


Рис. 2.2. Графік залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу вертикальної вітки конвеєра при R = 0,1 м; T = 0,2 м; β = 0 град: 1 – ω_2=20с$^{-1}$; 2 – ω_2=25с$^{-1}$; 3 – ω_2= 30с$^{-1}$

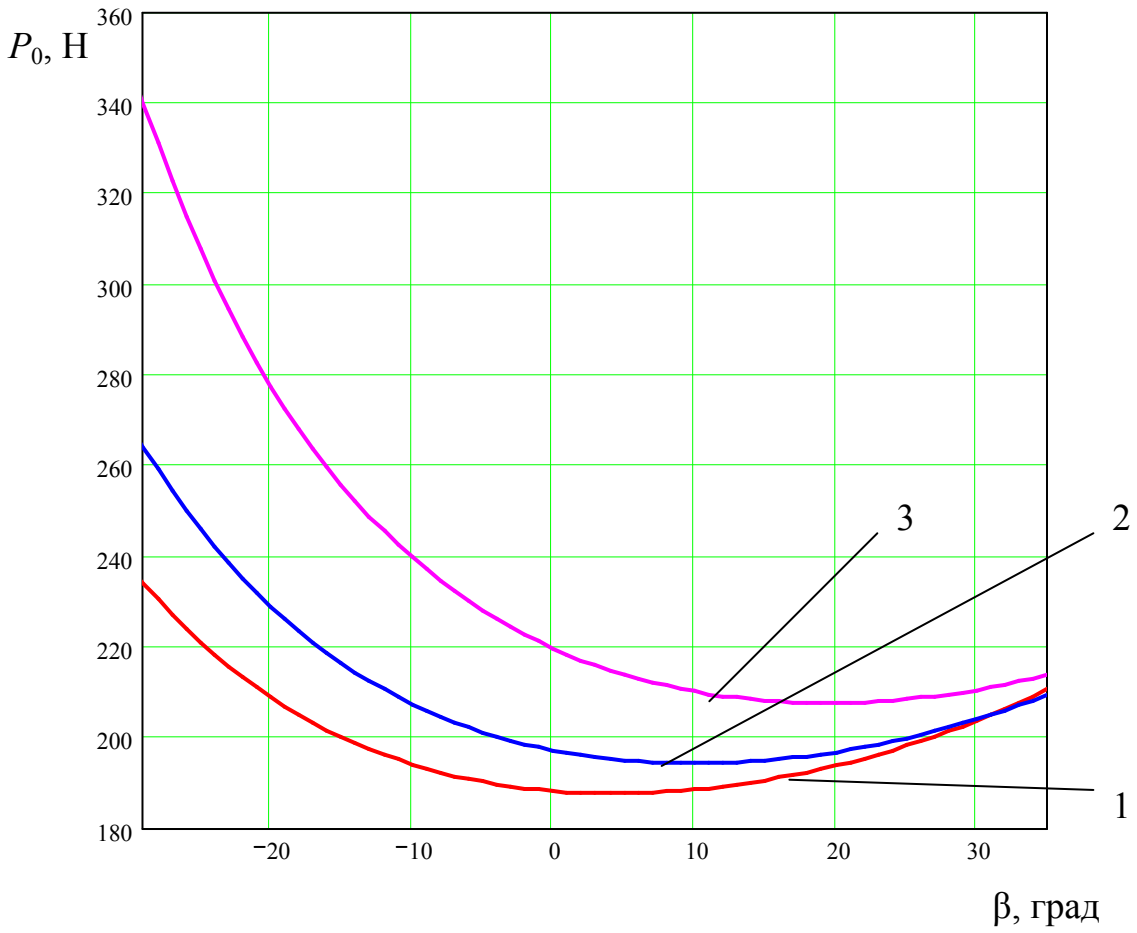


Рис. 2.3. Графік залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу горизонтального конвеєра при R = 0,075 м, T = 0,15 м; ω_2 = 25 $с^{-1}$: 1 – γ = 75 град ; 2 – γ = 80 град; 3 – γ = 90 град

Аналізуючи графіки з рис. 2.2 та рис. 2.3 робимо висновки, що мінімальне осьове зусилля подачі матеріалу зростає із збільшенням кута нахилу вертикального гвинтового конвеєра. Тому для зменшення мінімального осьового зусилля подачі матеріалу на 5-7% горизонтальний шнек необхідно розміщувати із додатнім кутом β нахилу осі горизонтального гвинтового робочого органу до горизонталі, що коливається в межах 3-20 градусів. При чому, чим більший кут нахилу вертикального шнека, тим більшим повинен бути кут нахилу горизонтального шнека.

Також із графіків (рис 2.3) бачимо, що існує оптимальний кут нахилу горизонтального шнека, при якому осьове зусилля подачі матеріалу приймає найменше значення.

Для знаходження оптимального кута β проводимо диференціювання рівняння (2.13):

$$\frac{dP_0}{d\beta}=\frac{-\left(mg\sin\gamma\,\mathrm{tg}(arctg\frac{T}{2\pi R}+\varphi)-\cos\gamma)+mR\frac{\pi^2 n_2{}^2}{900}\right)}{\left(\cos\left(-\gamma+\beta\right)\mathrm{tg}(\mathrm{arctg}\frac{T}{2\pi R}+\varphi)-\sin\left(-\gamma+\beta\right)\right)^2}\times$$
$$\times\left(-\sin\left(-\gamma+\beta\right)\mathrm{tg}(\mathrm{arctg}\frac{T}{2\pi R}+\varphi)-\cos\left(-\gamma+\beta\right)\right)+mg(\cos\beta-f_2\sin\beta) \quad (2.13)$$

Прирівнюючи, рівняння (2.13) до нуля, можна одержати оптимальний кут β, проте це рівняння не має аналітичного розв'язку, тому для знаходження оптимального кута β доцільно використовувати графічний метод, як це показано на рис. 2.3.

Для ефективної роботи гвинтового завантажувача з пересипом необхідно, щоб виконувалась наступна умова:

$$Q_1=Q_2, \quad (2.14)$$

де Q_1 – продуктивність горизонтального завантажувального конвеєра, що працює у тихохідному режимі, м^3/с; Q_2 – продуктивність вертикального конвеєра, що працює у швидкохідному режимі, м^3/с.

Відомо, що продуктивність гвинтових конвеєрів можна визначити за формулою [17]:

$$Q_1=\frac{\varphi_1\pi D_1^2 v_{oc1}}{4}; \quad (2.15)$$

$$Q_2=\frac{\varphi_2\pi D_2^2 v_{oc2}}{4}, \quad (2.16)$$

де φ_1, φ_2 – коефіцієнти завантаження горизонтального та вертикального гвинтового конвеєрів відповідно; D_1, D_2 – зовнішні діаметри шнеків

горизонтального та вертикального гвинтового конвеєрів відповідно, м; v_{oc1}, v_{oc2} – осьова швидкість переміщення вантажу горизонтального та вертикального гвинтового конвеєрів відповідно, м/с.

Прирівнюючи формули (2.15) та (2.16), відповідно до умови (2.14), одержуємо:

$$\varphi_1 D_1^2 v_{oc1} = \varphi_2 D_2^2 v_{oc2}. \tag{2.17}$$

Із формули (2.17) знаходимо необхідний зовнішній діаметр шнека завантажувального горизонтального конвеєра:

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{\varphi_2 v_{oc2}}{\varphi_1 v_{oc1}}}. \tag{2.18}$$

Осьову швидкість переміщення вантажу тихохідного горизонтального гвинтового конвеєра можна визначити за формулою [17]:

$$v_{oc1} = \frac{T_1 \omega_1}{2\pi}, \tag{2.19}$$

де T_1 – крок витків шнека горизонтального гвинтового конвеєра, м; ω_1 – частота обертання шнека горизонтального гвинтового конвеєра, рад/с.

Аналогічно можна визначити осьову швидкість переміщення вантажу швидкохідного вертикального гвинтового конвеєр за формулою [17]:

$$v_{oc2} = \frac{T_2 \left(\omega_2 - \omega_A\right)}{2\pi}, \tag{2.20}$$

де T_2 – крок витків шнека вертикального гвинтового конвеєра, м; ω_2 – частота обертання шнека вертикального гвинтового конвеєра, рад/с; ω_A – частота обертання вантажу під час переміщення у вертикальному гвинтовому конвеєрі, рад/с.

Частоту обертання вантажу під час переміщення у вертикальному гвинтовому конвеєрі з достатньою точністю визначають за формулою [17]:

$$\omega_A = \frac{\omega_2 T_2 \left(T_2 + f_1 \pi D_2\right)}{\pi^2 D_2^2 + T_2^2}. \qquad (2.21)$$

Підставляючи формулу (2.21) у рівняння (2.20), одержуємо:

$$v_{oc2} = \frac{\omega_2 T_2}{2\pi}\left(1 - \frac{T_2\left(T_2 + f_1 \pi D_2\right)}{\pi^2 D_2^2 + T_2^2}\right). \qquad (2.22)$$

Із рівняння (2.18) на основі формул (2.19) та (2.22) одержуємо:

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{\varphi_2 \omega_2 T_2 \left(1 - \frac{T_2\left(T_2 + f_1 \pi D_2\right)}{\pi^2 D_2^2 + T_2^2}\right)}{\varphi_1 T_1 \omega_1}}. \qquad (2.23)$$

Також із рівняння (2.23) можна визначити необхідну частоту обертання шнека горизонтального гвинтового конвеєра при відомих конструктивних параметрах ГЗ:

$$\omega_1 = \frac{D_2^2 \varphi_2 \omega_2 T_2 \left(1 - \frac{T_2\left(T_2 + f_1 \pi D_2\right)}{\pi^2 D_2^2 + T_2^2}\right)}{\varphi_1 T_1 D_1^2} \qquad (2.24).$$

Якщо частота обертання шнека горизонтального гвинтового конвеєра, одержана за формулою (2.24) виходить за межі тихохідного режиму, то необхідно збільшувати зовнішній діаметр шнека горизонтального гвинтового конвеєра.

2.2. Математична модель згинальних коливань горизонтального гвинта завантажувача вздовж якого рухається однорідний потік зернової суміші

Розглянуто динаміка робочих органів завантажувача, точніше кажучи згинальні коливання його горизонтальної та вертикальної віток із урахуванням:

а) кутової швидкості обертання гвинтових робочих органів;

б) руху зернової суміші відносно робочого гвинта.

Для цього за фізичну модель вказаної системи приймається пружне тіло змінної площі поперечного перерізу вздовж котрого переміщається зі сталою відносною швидкістю однорідний потік непружної зернової суміші. Запропоновано фізичні моделі робочих органів завантажувача-змішувача для яких побудовано математичні моделі – диференціальні рівняння із частинними похідними та відповідними крайовими умовами. Для останніх, за фізично обґрунтованих обмежень, отримано наближені аналітичні розв’язки. Останні враховують вплив усіх основних характеристик (геометричних, кінематичних, фізико-механічних) на закони зміни визначальних параметрів динамічного процесу системи. Основну увагу приділено питанням впливу кутової швидкості обертання робочого органу та руху потоку зернової суміші на частоту власних коливань, а відтак на найбільш небезпечним режимам коливань – резонансним та динамічним навантаженням, що при цьому виникають. До того ж, якщо для горизонтальної вітки завантажувача–змішувача можна вважати, що робочий орган разом із циліндричним захисним кожухом здійснює коливання у горизонтальній площині, то робочий орган вертикальної вітки (разом із відповідним захисним кожухом) здійснює коливання, які відбуваються і площині перпендикулярній до центральної осі вертикального гвинта. Із вказаного випливає, що математичною моделлю динаміки системи робочий гвинт–потік зернової суміші буде в першому випадку крайова задача для одного диференціального рівняння із частинними похідними, а у другому – крайова задача для системи рівнянь із частинними похідними.

Горизонтальна вітка завантажувача-змішувача переміщає зернову суміш і

здійснювати згинальні коливання у горизонтальній площині. Причини їх виникнення можуть бути різними: зовнішні збурення, незбалансованість робочого органу відносно осі обертання, взаємодія його із стороннім предметом та ін. Відносний же рух зернової суміші вздовж робочого органу, надає математичній моделі його поперечних (згинних) коливань, якісно нової форми – наявності мішаної похідної лінійної та часової змінних. Із останнім пов'язані певні труднощі знаходження аналітичного розв'язку навіть незбуреного (лінійного) його аналогу [7, 31, 41, 60, 76]. Не дивлячись на вказане, у підрозділі отримано наближені аналітичні залежності, які описують закони зміни амплітуди та частоти його коливань у залежності від кінематичних, фізико-механічних та ін. параметрів.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального робочого органа завантажувача вздовж котрого рухається однорідний потік сипкого матеріалу будемо вважати що його:

- площа поперечного перерізу, маса одиниці довжини, жорсткість робочого органа (разом із циліндричним кожухом) є повільно змінними величинами вздовж довжини;

- пружні властивості робочого органа разом із кожухом задовольняють близькому до лінійного закону пружності;

- у процесі коливань робочого органу сила опору пропорційна швидкості його руху у степені s;

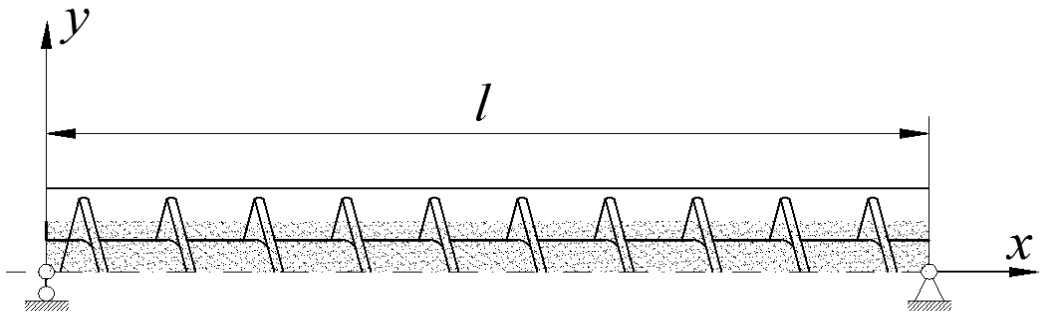
- потік сипкого матеріалу рухається зі сталою швидкістю відносно робочого органа, а сипкий матеріал не впливає на шорсткість робочого органа;

- нормальні перерізи робочого органа залишаються перпендикулярними до його нейтральної осі (депланація поперечного перерізу відсутня);

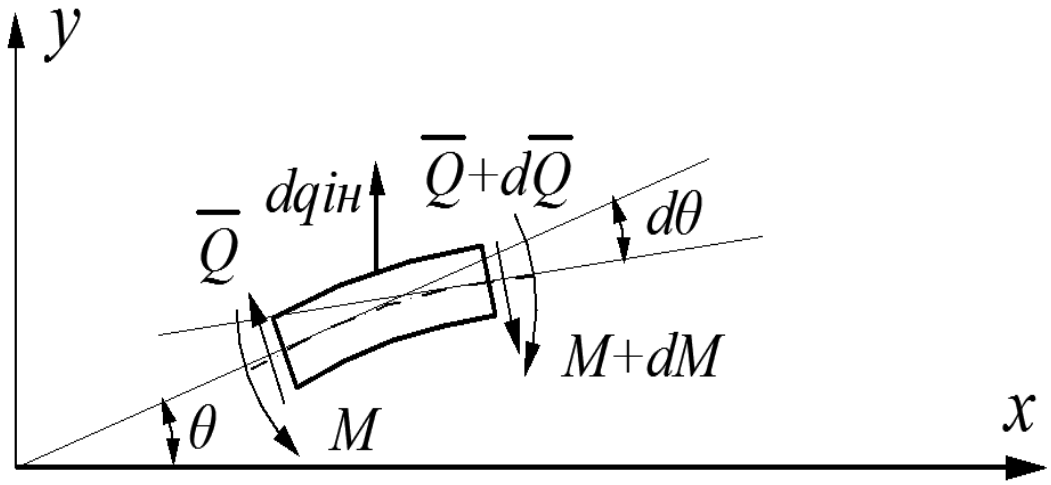
- відхилення окремих частин робочого органа відбуваються у напрямку перпендикулярному нейтральної його лінії, тобто поздовжніми переміщеннями нехтуємо (відхилення точок осі пружного тіла довільного нормального перерізу відбуваються у горизонтальній площині)

Вказані припущення дозволяють однозначно визначити положення

горизонтальної вітки завантажувача функцією, яка описує горизонтальне зміщення нейтральної осі гвинтового робочого органу. Очевидно, що вказана функція буде залежати від двох змінних – лінійної координати x та часу t. Лінійну координату x будемо відраховувати від точки завантаження зернової суміші у горизонтальний циліндричний кожух і вісь OX напрямлена вздовж недеформованої осі робочого органа. Позначимо: $y(x,t)$- відхилення у горизонтальному напрямку точки нейтральної осі робочого органа з координатою x в довільний момент часу (рис. 2.4.а). Сили, які діють на умовно виділений елемент деформованого робочого органа вказані на рис. 2.4.б).



а)



б)

Рис. 2.4. Фізична модель та розподіл сил, які діють на елемент горизонтального робочого органу під час переміщення сипкого матеріалу

Якщо вважати:

ρ - масу одиниці довжини горизонтального робочого органу;

m - масу одиниці довжини суцільного потоку сипкого матеріалу, яка переміщається відносно робочого органу із сталою швидкістю u;

$E(x)$ та $I(x)$ - відповідно модуль пружності матеріалу робочого органу та момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної осі;

M та $M+\frac{\partial M}{\partial x}dx$ - згинальні моменти на початку та у кінці умовно виділеного елемента;

Q та $Q+\frac{\partial Q}{\partial x}dx$ - перерізуючі зусилля у вказаних вище місцях умовно виділеного елементу;

θ - та $\theta+d\theta$ кути, які утворює дотична до нейтральної лінії із віссю OX на початку та вкінці виділеного елементу;

$dq=q(x,t)dx$ - складова рівнодійної зовнішніх сил у площині OXZ (площина коливань), які діють на умовно виділений елемент робочого органу, а $q(x,t)$ їх інтенсивність;

$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ - проекція пришвидшення центру виділеного елементу на вісь OY;

$\frac{d^2 y}{dt^2}$ - проекція на цю ж вісь абсолютного пришвидшення елементу зернової суміші, який співпадає у даний момент часу із розглядуваним елементом гвинтового шнека,

то для випадку малих ($\sin\theta=\frac{\partial y}{\partial x}$, $\sin(\theta+d\theta)=\frac{\partial y}{\partial x}+\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}dx$) згинальних коливань горизонтальної частини робочого органу рівняння «динамічної рівноваги» набуває вигляду:

$$Q\cos\theta-(Q+dQ)\cos(\theta+d\theta)+dq_{ii}+q(x,t)dx=0 \qquad (2.25)$$

Сила інерції [85, 87] розглядуваного елементу $dq_{i\text{н}}$ разом із зерновою сумішшю визначається залежністю:

$$dq_{i\text{н}} = m\frac{d^2y(x,t)}{dt^2}dx + \rho\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}dx + (m+\rho)\omega^2 \ , \qquad (2.26)$$

де ω - кутова швидкість обертання гвинтового робочого органу.

Зв'язуючи відомим співвідношення перерізуюче зусилля із згинальним моментом [87] ($Q = \frac{dM}{dx}$), із рівняння (2.25) отримуємо:

$$\begin{gathered} m\frac{d^2y(x,t)}{dt^2} + \rho\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + (m+\rho)\omega^2 y + \delta\left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial t}\right)^s = \\ +\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(E(x)I(x)\left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + \mu\left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}\right)^3\right)\right)\right] = f(x,\text{у},\theta). \end{gathered} \qquad (2.27)$$

Доданок $\delta\left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial t}\right)^s$ у рівнянню (2.27) описує зовнішню силу опору, котра, як було наголошено вище, є пропорційною швидкості переміщення у степені s, а δ коефіцієнт пропорційності у вказаній силі під час коливань робочого органу завантажувача – змішувача. Що стосується функції $f(x,\text{у},\theta)$ - то вона дещо іншої природи (нелінійні та періодичні за θ) і на неї буде звернуто увагу нижче.

Зернова суміш рухається відносно гвинтового робочого органу зі сталою за величиною відносною лінійною швидкістю V, тому сила інерції останньої рівна:

$$m\frac{d^2y(x,t)}{dt^2} = m\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + m\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}(V)^2 + 2m\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t\partial x}V. \qquad (2.28)$$

Наведене вище дозволяє із рівняння (2.27) отримати:

$$\left(m+\rho\right)(\frac{\partial^2 y\left(x,t\right)}{\partial t^2}-\omega^2 y\left(x,t\right))+2mV\frac{\partial^2 y\left(x,t\right)}{\partial t\partial x}+mV^2\frac{\partial^2 y\left(x,t\right)}{\partial x^2}+\delta\left(\frac{\partial y\left(x,t\right)}{\partial t}\right)^s+$$
$$+\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(EI\left(x\right)\left(\frac{\partial^2 y\left(x,t\right)}{\partial x^2}+\mu\left(\frac{\partial^2 y\left(x,t\right)}{\partial x^2}\right)^3\right)\right)\right]=f(x,\mathrm{y},\theta). \quad (2.29)$$

Початкові умов для (2.29) рівняння, виходять із фізичного процесу системи, які можна подати у вигляді:

$$y\left(x,t\right)\Big|_{\substack{x=0,\\x=l}}=0,\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\left(x,t\right)\Big|_{\substack{x=0,\\x=l}}=0\,. \quad (2.30)$$

Примітки:

1. У залежності (2.27) використано умову нелінійно-пружних властивостей матеріалу гвинтового робочого органу разом із циліндричним кожухом у вигляді нелінійного технічного закону пружності [57]: $\sigma=E\left(\varepsilon_1+\mu\varepsilon_1^3\right)$ $\varepsilon_1=\frac{\partial y\left(x,t\right)}{\partial x}$ - відносна деформація гвинтового робочого органу, μ характеризує відхилення його пружних властивостей від лінійного закону і $\mu<<1$;

2. При знаходженні сили інерції зернової суміші використано ту обставину, що остання перебуває у складному русі і перший доданок правої частини залежності (2.28) виражає силі інерції останньої у переносному русі, а два інші - у відносному та коріолісову її складові.

2.3. Власні коливань механічної системи горизонтальний гвинтовий робочий орган–суцільний потік зернової суміші

Із отриманих вище результатів випливає, що дослідити вплив всієї множини параметрів, які описують динаміку досліджуваної системи можна тільки на базі аналітичного розв'язку крайової задачі (2.29), (2.30). Знайти його навіть для відповідної лінійної моделі (без урахування нелінійно пружних властивостей матеріалу робочого гвинта) не вдається. Тому нижче досліджуватимемо динамічний процес системи пружне тіло–суцільний потік зернової суміші за обмеженої швидкості руху останньої. Це дозволяє запропоновану модель динамічного процесу представити у вигляді:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \alpha^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \omega^2 y = -\mu F\left(y, \theta, \frac{\partial y}{\partial t}, \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right), \tag{2.31}$$

де $\alpha^2 = \dfrac{EI}{m+\rho}$, $F\left(y, \theta, \dfrac{\partial y}{\partial t}, \dfrac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \dfrac{\partial^3 y}{\partial x^3}, \dfrac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right)$ – аналітична 2π- періодична θ функція:

$$\mu F\left(y, \theta, ..., \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right) = -\eta \frac{EI}{m+\rho} \frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 + \frac{1}{m+\rho} f(x, y, \theta) \frac{1}{m+\rho}\left(mV^2 \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}^2 + 2m \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} V + -\delta \left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \right)^s \right).$$

Покажемо, що в такому разі, динамічний процес для вказаної системи можна трактувати як накладання двох хвиль однакових довжини із змінними в часі амплітудами та частотами, тобто перше наближення асимптотичного розв'язку [57, 80] крайової задачі (2.31), (2.30) можна подати у вигляді:

$$y(x,t) = C_1 \cos(\kappa x + \psi) + C_2 \cos(\kappa x - \psi) + \mu\, y_1(a, x, \psi, \theta) \tag{2.32}$$

де $C_{1,} C_{2,}$ - сталі зміст і вигляд котрих буде встановлено нижче, ψ фаза вказаних

хвиль, $\mu\, y_1(a,x,\psi,\theta)$ - збурення коливального процесу зумовлене нелінійним та іншого вигляду силами.

Представлення розв'язку у формі (2.32) повинно задовольняти крайовим умовам (2.30), звідки випливає, що $C_1 = -C_2 = a$, а для періодичної по ψ та θ функції $y_1(a,x,\psi,\theta)$ повинні справджуватись співвідношення:

$$y_1(a,x,\psi,\theta)_{|x=0} = y_1(a,x,\psi,\theta)_{|x=l} = 0\,. \qquad (2.33)$$

Крім цього, якщо накласти на періодичну по ψ та θ функцію умову відсутності у її представлені по гармоніках ψ першої складової:

$$\int_0^{2\pi} y_1(a,x,\psi,\theta)\begin{Bmatrix}\cos\psi\\ \sin\psi\end{Bmatrix} d\psi = 0\,, \qquad (2.34)$$

Параметр a буде не чим іншим як амплітудою прямої чи зворотної хвилі. Що стосується хвильового числа κ, то воно зв’язане із частотою Ω динамічного процесу дисперсійним співвідношенням:

$$\Omega^2 - \alpha^2\kappa^4 + \omega^2 = 0\,. \qquad (2.35)$$

Представлення розв’язку у формі (2.32), а також крайові умови (2.33), дозволяють визначити множину значень хвильового числа $\kappa_k = \dfrac{k\pi}{l}, k = 1,2,\ldots$. Одночасно отримане дисперсійне співвідношення визначає частоту Ω процесу як функцію хвильового числа у вигляді $\Omega = \sqrt{\dfrac{EI}{m+\rho}\kappa^4 - \omega^2}$ або із урахуванням отриманих значень κ_k маємо спектр власних частот робочого органу горизонтальної вітки транспортера.

$$\Omega_k = \sqrt{\frac{EI}{m+\rho}\left(\frac{k\pi}{l}\right)^4 - \omega^2}\ . \qquad (2.36)$$

Як правило у нелінійних системах встановлюється динамічний процес із частотою близькою до головної частоти ($k=1$) частотного спектру системи [57, 94], тому вважається нижче, що незбурений рух розглядуваної вітки транспортера описується залежністю:

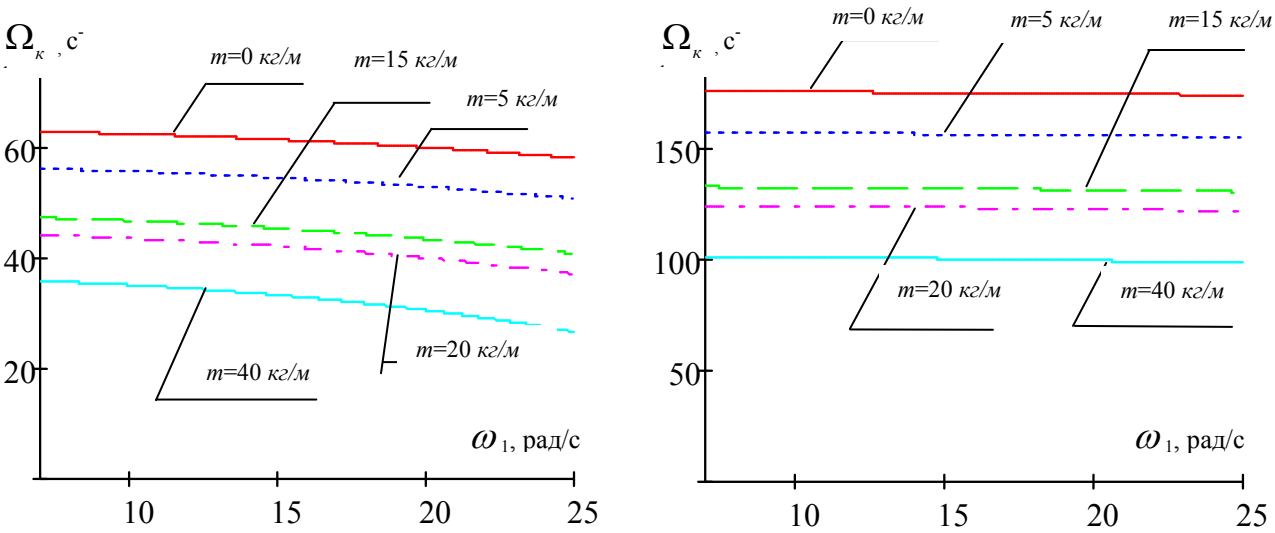
$$y(x,t)=a\left[\cos\left(\frac{\pi}{l}x+\sqrt{\frac{EI}{m+\rho}\left(\frac{\pi}{l}\right)^4-\omega^2}t+\psi\right)-\cos\left(\frac{\pi}{l}x-\sqrt{\frac{EI}{m+\rho}\left(\frac{\pi}{l}\right)^4-\omega^2}t-\psi\right)\right]. \qquad (2.37)$$

або

$$y(x,t)=2a\sin\frac{\pi}{l}x\cos\left(\sqrt{\frac{EI}{m+\rho}\left(\frac{\pi}{l}\right)^4-\omega^2}t+\psi\right). \qquad (2.38)$$

Співвідношення (2.37) та (2.38) не протирічать одне одному, тільки для (2.38) параметр a буде не чим іншим як половиною амплітуди коливань.

На рис. 2.5 представлено залежність частоти Ω_k власних коливань горизонтального робочого органу завантажувача – змішувача від кутової швидкості обертання робочого органу завантажувача-змішувача за різних значень погонної маси зернової суміші (модуль пружності матеріалу - $E=2{,}0610^{11}H/м^2$, $l=6\div10м$, $m=0\div40кг/м$, $\rho=30кг/м$)



б) l = 10 м б) l = 6 м

Рис. 2.5. Залежність власної частоти від довжини робочого органу від кутової швидкості його обертання

Як і слід було чекати, для більших кутових швидкостей обертання робочого органу горизонтальної вітки завантажувача змішувача власна частота його коливань є меншою, до того ж бистрота спадання від кутової швидкості обертання є більшою для більших значень погонної маси зернової суміші.

Якщо для незбуреного випадку у (2.37) чи (2.38) параметри a та ϕ є сталими, до для збуреного руху вони вже змінні в часі, а закони їх зміни визначаються правою частиною рівняння (2.31) - нелінійно-пружними властивостями матеріалу шнекового гвинта, фізико-механічними та кінематичними параметрами зернової суміші та швидкістю її руху. Що знайти вплив вказаних чинників на динаміку процесу треба знайти функцію $y_1(a,x,\psi,\theta)$ у асимптотичному поданні (2.32). Враховуючи, що шнековий робочий орган може піддаватися дії зовнішнього періодичного збурення частотою ν то для нього можливі небезпечні резонансі коливання за умови $p\nu \approx q\Omega_k$ (p та q взаємно прості числа). Це є передумовою для розгляду двох випадків збурених коливань горизонтального робочого органу: резонансного ($p\nu \approx q\Omega_k$) та нерезонансного ($p\nu \neq q\Omega_k$). Розглянемо спочатку більш простий, нерезонансний випадок. Для нього, як показано у [57, 94], амплітуда та частота процесу мають бути визначені співвідношеннями вигляду:

$$\frac{da}{dt} = \mu A_1(a) + ..., \tag{2.39}$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \Omega + \varepsilon B_1(a) + ...,$$

Невідомі функції $A_1(a)$ і $B_1(a)$ – знаходимо таким чином, щоб з точністю до величин порядку μ включно представлення (2.39) задовольняло вихідному рівнянню (2.31) і крайовим умовам (2.30). Тому шляхом диференціювання за незалежними змінними x і t (2.31), отримаємо для першого наближення:

$$\frac{\partial y}{\partial t}=\mu A_1(a)\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)-a\big(\Omega+\varepsilon B_1(a)\big)\big(\sin(\kappa x+\psi)+\sin(\kappa x-\psi)\big)$$
$$+\mu\left(\Omega\frac{\partial y_1(a,x,\psi,\theta)}{\partial\psi}+\frac{\partial y_1(a,x,\psi,\theta)}{\partial\theta}\nu\right), \tag{2.40}$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=-a\,\omega_k^{\,2}\big(\sin(\kappa x+\psi)+\sin(\kappa x-\psi)\big)-$$
$$-2\mu\big(\,A_1(a)+aB_1(a)\,\Omega\,\big)\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)+$$
$$+\varepsilon\left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi^2}\omega^2+\frac{\partial^2 y_1}{\partial\theta^2}\nu^2+2\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi\partial\theta}\Omega\nu\right), \tag{2.41}$$

$$\frac{\partial y}{\partial x}=-a\kappa\big(\sin(\kappa x+\psi)-\sin(\kappa x-\psi)\big)+\mu\frac{\partial y_1}{\partial x},$$
$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}=-a\kappa^2\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)+\mu\frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2}, \tag{2.42}$$
$$\frac{\partial^3 y}{\partial x^3}=a\kappa^3\big(\sin(\kappa x+\psi)+\sin(\kappa x-\psi)\big)+\varepsilon\frac{\partial^3 y_1}{\partial x^3},$$
$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4}=a\kappa^4\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)+\varepsilon\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}.$$

Підставивши у базове рівняння (2.31) отримані вище залежності після зрівнювання коефіцієнтів при μ отримаємо диференціальне рівняння для визначення шуканих функцій $A_1(a)$, $B_1(a)$:

$$L\left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi^2},\frac{\partial^2 y_1}{\partial\theta^2},\ldots,\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}\right)=\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi^2}\Omega^2+\frac{\partial^2 y_1}{\partial\theta^2}\nu^2+2\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi\partial\theta}\Omega\nu+\alpha^2\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}+\omega^2 y_1=$$
$$=4a\Omega\,A_1(a)\sin\frac{\pi x}{l}\sin\psi+4a\Omega\,B_1(a)\sin\frac{\pi x}{l}\cos\psi--u^2a\left(\frac{\pi}{l}\right)^2\sin\frac{\pi x}{l}\cos\psi+ \tag{2.43}$$
$$+2ua\Omega\frac{\pi}{l}\cos\frac{\pi x}{l}\sin\psi+F(a,\psi,x).$$

Якщо функція $y_1(a,\psi,\vartheta,x)$ є періодичною за аргументом ψ, то такими і є її частинні похідні за вказаним аргументом. Отже, ліва частина

диференціального рівняння (2.43) не містить доданків пропорційних $\sin\psi$ та $\cos\psi$. Це є підставою для знаходження функцій $A_1(a), B_1(a)$ у вигляді:

$$A_1(a) = -\frac{1}{p}\frac{1}{4\Omega\pi^2}\int_0^l\int_0^{2\pi}\int_0^{2\pi} F(a,x,\psi,\theta)\sin\frac{k\pi}{l}x\sin\psi\, dx d\psi d\theta \ , \qquad (2.44)$$

$$B_1(a) = -\frac{1}{p}\frac{1}{4\Omega\pi^2 a}\int_0^l\int_0^{2\pi}\int_0^{2\pi} F(a,x,\psi,\theta)\sin\frac{k\pi}{l}x\cos\psi\, dx d\psi d\theta,$$

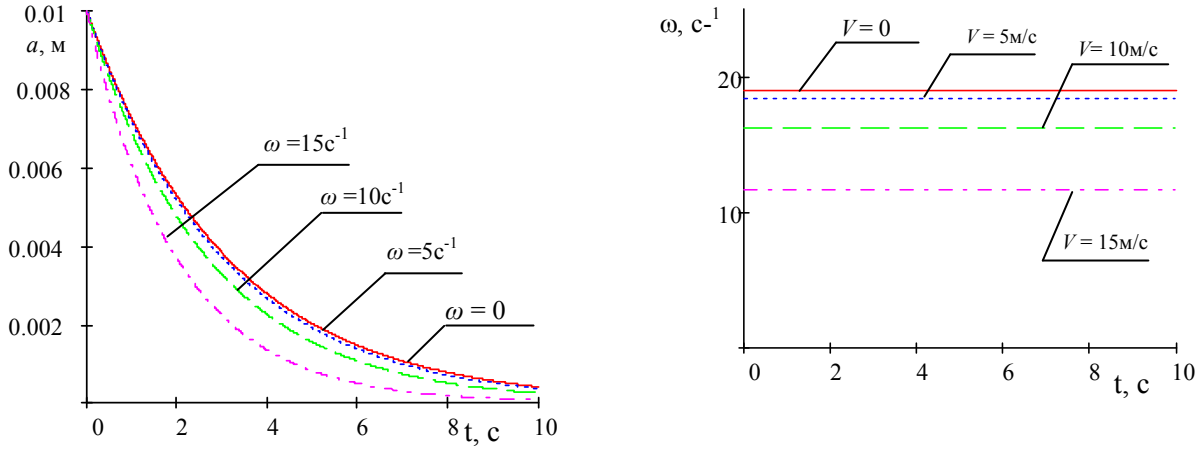
де $p = \frac{l}{2}$.

Із урахуванням того, що: матеріал пружного тіла задовольняє нелінійному технічному закону пружності [84, 129]; сила опору рухові пропорційна швидкості, праві частини рівняння (2.41), тобто функції $A_1(a)$ $B_1(a)$ набувають вигляду:

$$\mu A_1(a) = -\frac{\overline{\delta}}{m+\rho}(\Omega)^{s-1} a^s,$$

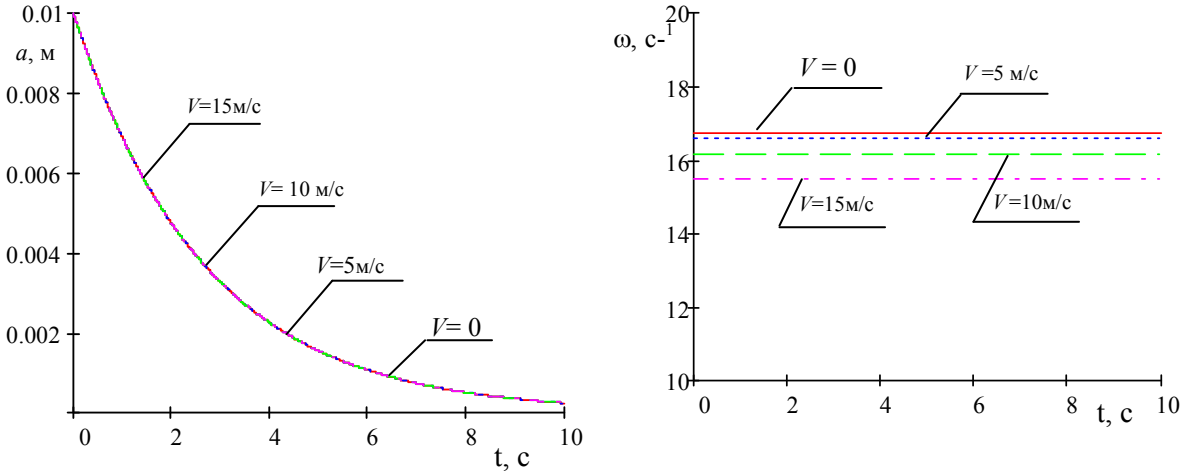
$$\mu B_1(a) = -\frac{3\mu}{32}\frac{\pi^2}{l^2}\frac{a^2}{\Omega} - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{m}{m+\rho}\frac{V^2}{8\Omega}. \qquad (2.45)$$

На рис. 2.6 представлено залежність в часі амплітуди та частоти нелінійних коливань горизонтального робочого органу завантажувача-змішувача за різних геометричних його розмірів, кутової швидкості обертання робочого органу, погонної маси зернової суміші та швидкості її транспортування.



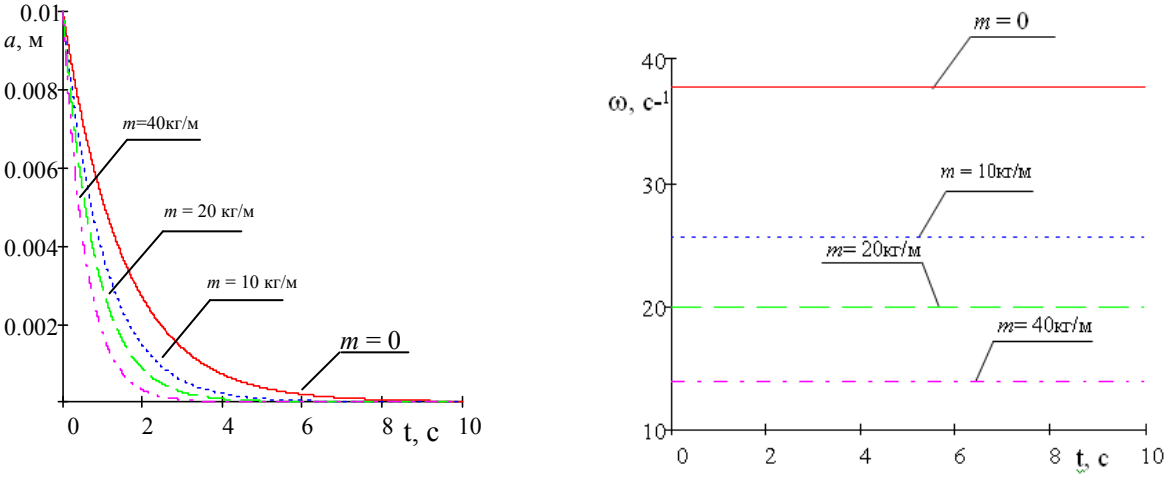
$\rho = 10$ кг/м; $m = 30$ кг/м; $I = 6 \cdot 10^{-6}$ кг/м^2; $E = 2{,}06 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; $l = 10$ м;

а) б)



$\rho = 10$ кг/м; $m = 30$ кг/м $I = 6 \cdot 10^{-6}$ кг/м^2; $E = 2{,}06 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; $\omega = 10$ с$^{-1}$

в) г)



$\rho = 10$ кг/м; $V = 10$ м/с; $I = 6 \cdot 10^{-6}$ кг/м^2; $E = 2{,}06 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; $\omega = 10$ с$^{-1}$

д) ж)

Рис.2.6. Закони зміни в часі амплітуди та частоти згинальних коливань горизонтальної вітки гвинтового завантажувача

Отримані аналітичні, та представлені на їх базі графічні результати показують:

- для більших кутових швидкостей обертання робочого органу завантажувача та більших значень погонної маси зернової суміші власна частота коливань горизонтальної вітки із зерновою сумішшю є меншою, в той же час бистрота заникання амплітуди – більшою;

- для більших швидкостей переміщення зернової суміші вздовж горизонтальної вітки завантажувача власна частота коливань є дещо меншою;

- вплив зміни амплітуди в часі на зміну власної частоту коливань горизонтальної вітки із зерновою сумішшю є незначним. Вказане можна обґрунтувати тим, що розглядувана математична модель є із малою не лінійністю.

Отримані вище результати відіграють, в першу чергу, важливу роль під час дослідження більш складних - резонансних коливань робочого органу завантажувача. Ці питання будуть розглянуті у наступному підрозділі.

2.4. Резонансні коливання горизонтального робочого органу завантажувача

Відомо [80], що найбільш небезпечними режимами експлуатації машин та обладнання є резонансні. Вони характеризуються значним ростом амплітуди коливань, а значить і динамічних навантажень. Тому вказані режими роботи значною мірою зменшують експлуатаційні терміни машин (мова не йде про спеціальні машини принцип роботи котрих побудований на резонансних явищах). Якщо ж в окремих випадках не вдається уникнути резонансних явищ, то намагаються за рахунок вибору параметрів системи забезпечити мінімальне значення (ріст) амплітуди під час переходу через резонанс. Звідки випливає, що дослідження резонансних явищ горизонтального робочого органу завантажувача-змішувача має не тільки теоретичне, але й практичне значення.

У пп. 2.2 отримано тільки умову існування резонансних коливань, яку

для випадку головних згинальних робочого органу можна записати у вигляді:

$$\nu \approx \Omega - \frac{3\mu}{32}\frac{\pi^2}{l^2}\frac{a^2}{\Omega} + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{m}{m+\rho}\frac{V^2}{8\Omega} \ . \qquad (2.46)$$

Таким чином, резонансне явище за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання горизонтального робочого органу буде мати місце за різних частот зовнішнього збурення. Як було наголошено вище, реальний вплив малих амплітуд поперечних коливань горизонтальної вітки завантажувача-змішувача на власну частоту незначний. Із вказаного випливає, що домінуючу роль входження у резонанс відіграють: кутова швидкість обертання робочого органу, швидкість руху зернової суміші та її погонна маса. Таким чином, для різних значень вказаних параметрів амплітуда переходу через резонанс буде приймати різні значення. До того ж, як показано у [74, 80, 108], амплітуда проходження через резонанс залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань, у нашому випадку $\varphi = \psi - \theta$. Все вказане вимагає для дослідження розглядуваних коливань побудови для резонансного випадку розв'язку диференціального рівняння (2.31) за крайових умов (2.30). Перше резонансне наближення для сформульованої вище крайової задачі будемо шукати у вигляді асимптотичного подання (2.32), проте на відміну від нерезонансного випадку, амплітуда при переході через резонанс визначається співвідношенням вигляду:

$$\begin{gathered} \frac{da}{dt} = \mu\ A_1(a,\varphi), \\ \frac{d\varphi}{dt} = \Omega - \nu + \mu B_1(a,\varphi),\ \varphi = \psi - \theta. \end{gathered} \qquad (2.47)$$

Задача полягає у визначення такого виду функцій $A_1(a,\varphi), B_1(a,\varphi)$ щоб подання розв'язку у формі (2.29), із урахуванням (2.46), (2.47), для першого наближення задовольняло базовому рівнянню. Поступаючи подібним чином як і для нерезонансного випадку із урахуванням (2.47), знаходимо:

$$\frac{\partial y}{\partial t}=\mu\ A_1(a,\phi)\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)-$$

$$-a\big(\Omega+\mu\ B_1(a,\phi)\big)\big(\sin(\kappa x+\psi)+\sin(\kappa x-\psi)\big)+\mu\frac{\partial y}{\partial\theta}\nu+\mu\frac{\partial y}{\partial\psi}\Omega$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=\mu\frac{\partial A_1(a,\phi)}{\partial\phi}(\Omega-\nu)\big(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\kappa x-\psi)\big)-2\mu\Omega A_1(a,\phi)\big(s^3n(\kappa x+\psi)+\sin(\kappa x-\psi)\big)$$

$$+\frac{\partial^2 y}{\partial\psi^2}\Omega^2+\frac{\partial^2 y}{\partial\theta^2}\nu^2+2\frac{\partial^2 y}{\partial\theta\partial\psi}\nu\Omega \qquad (2.48)$$

Отримані співвідношення дозволяють записати диференціальне рівняння, яке зв’язує шукані функції у вигляді:

$$L\left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial\psi^2},\frac{\partial^2 y_1}{\partial\theta^2},\ldots,\frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}\right)=aV^2\left(\frac{\pi}{l}\right)^2\sin\frac{\pi}{l}x\cos\psi-$$

$$-2V\frac{\pi}{l}\cos\frac{\pi}{l}x\cos\psi+F(x,a,\psi,\theta)+\mu\sin\frac{\pi}{l}x\times \qquad (2.49)$$

$$\times\left(\cos\psi\left(-\frac{\partial A(a,\phi)}{\partial\phi}(\Omega-\nu)+2a\Omega B\right)+\sin\psi\left(a\frac{\partial B(a,\phi)}{\partial\phi}(\Omega-\nu)+2A(a,\phi)\Omega\right)\right)$$

Таким чином, для резонансного випадку функція $y_1(x,t)$ повинна бути розв’язком рівняння (2.49) та задовольняти однорідні крайові умови (2.18). Останнє буде справджуватись, якщо представити ї вигляді $y_1(x,a,\psi,\theta)=\sum\sin\frac{k\pi}{l}xY_{1k}(a,\theta,\psi)$.

В такому разі коефіцієнти її розкладу $Y_{1k}(a,\theta,\psi)$ зв’язані диференціальними рівняннями:

а) при *k=1* -

$$\frac{\partial^2 Y_{11}}{\partial\psi^2}\omega^2+2\frac{\partial Y_{11}}{\partial\psi\partial\theta}\nu\omega+\nu^2\frac{\partial^2 Y_{11}}{\partial\theta^2}+(\alpha^2\left(\frac{\pi}{l}\right)^4+\omega^2)\mathrm{Y}_{11}=$$

$$=aV^2\left(\frac{\pi^2}{2l}\right)\cos\psi+\frac{1}{p}\int_0^l\sin\frac{\pi}{l}xF(a,x,\theta,\psi)dx+ \qquad (2.50)$$

$$+\left(\cos\psi\left(-\frac{\partial A(a,\phi)}{\partial\phi}(\Omega-\nu)+2a\Omega B\right)+\sin\psi\left(a\frac{\partial B(a,\phi)}{\partial\phi}(\Omega-\nu)+2A(a,\phi)\Omega\right)\right)$$

б) при $k\neq 1-$

$$\frac{\partial^2 Y_{1k}}{\partial\psi^2}\omega^2+2\frac{\partial Y_{1k}}{\partial\psi\,\partial\theta}\nu\,\omega+\nu^2\frac{\partial^2 Y_{1k}}{\partial\theta^2}+(\alpha^2\left(\frac{k\pi}{l}\right)^4+\Omega^2)\,\mathrm{Y}_{1k}=$$

$$=aV^2\frac{(k\pi)^2}{2l}\cos\psi+\frac{1}{p}\int_0^l\sin\frac{k\pi}{l}F(a,x,\theta,\psi)\,dx\quad. \tag{2.51}$$

Подібним чином як і для нерезонансного випадку, умови відсутності у розкладах функції $y_1(a,x,\psi,\theta)$, а значить і у $Y_{1k}(a,\psi,\theta)$ $(k\neq 1)$, перших гармонік ψ дозволяють отримати співвідношення, які визначають праві частини залежностей (2.50):

$$(\Omega-\nu)\frac{\partial A}{\partial\phi}-2a\Omega B=\frac{1}{p}\frac{1}{4\pi^2}\sum_s e^{is\phi}\int_0^l\int_0^{2\pi}\int_0^{2\pi}F(a,x,\psi,\theta)\sin\frac{k\pi}{l}xe^{-is\phi}\cos\psi\,dx\,d\psi\,d\theta, \tag{2.52}$$

$$a\frac{\partial B}{\partial\phi}(\Omega-\nu)-2A\Omega+V^2\frac{\pi^2}{l^2}=\frac{1}{p}\frac{1}{4\pi^2}\sum_s e^{is\phi}\int_0^l\int_0^{2\pi}\int_0^{2\pi}F(a,x,\psi,\theta)\sin\frac{k\pi}{l}xe^{-is\phi}\cos\psi\,dx\,d\psi\,d\theta.$$

Для випадку, коли на гвинтовий робочий орган завантажувача діє періодичне збурення, яке не залежить від його прогину, а малі нелінійні сили визначаються як і для випадку власних коливань, диференціальні рівняння у резонансній області можна привести їх до вигляду:

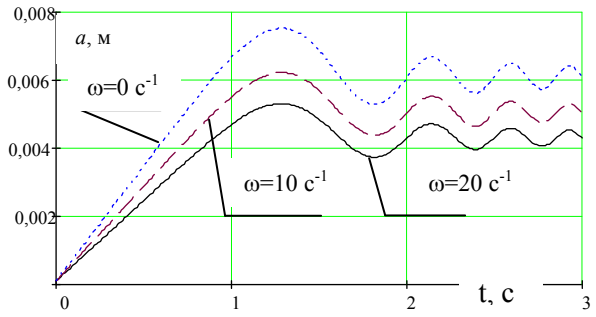
$$\frac{da}{dt}=-\frac{\overline{\delta}}{m+\rho}(\Omega)^{s-1}a^s-\frac{2\mu H}{\pi(\Omega+\nu(t))}\cos\phi\quad, \tag{2.53}$$

$$\frac{d\phi}{dt}=\Omega-\nu-\left(\frac{\pi}{l}\right)^2\frac{mV^2}{8\Omega(m+\rho)}+\mu\left(\frac{2H}{\pi(\Omega+\nu(t))a}\sin\phi-\frac{3}{32}\frac{\pi^2}{l^2}\frac{a^2}{\omega}\right).$$

Відповідно до (2.53) на рис. 2.7 представлені резонансні криві амплітуд при швидкому та повільному переходах через резонанс ($s=1$).

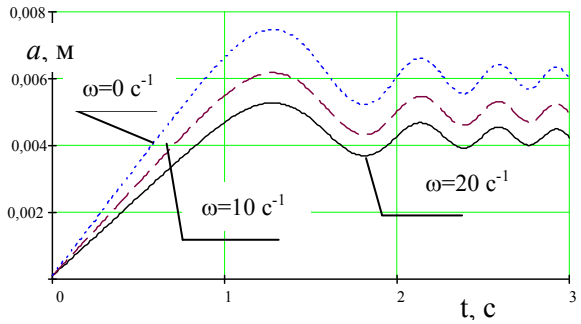
Отримані теоретичні та побудовані на їх базі аналітичні залежності показують, що для:

- більших кутових швидкостей обертання робочого органу резонансне значення частоти є меншим, а амплітуда резонансу – більшою;
- для робочих органів більшої довжини резонансне значення амплітуди є більшим;
- із збільшенням кутової швидкості обертання резонансне значення амплітуди робочого органу зростає;



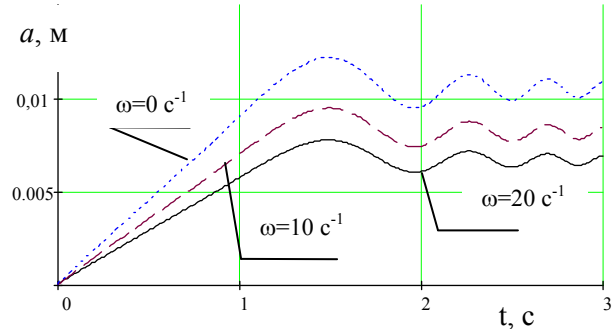
а)

ρ=10 кг/м; m=10 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2; E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м; V=4 м/с; l=6 м



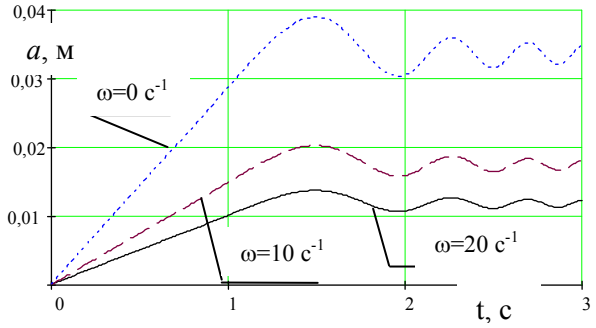
б)

ρ=10 кг/м; m=10 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2; E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м; V=10 м/с; l=6 м



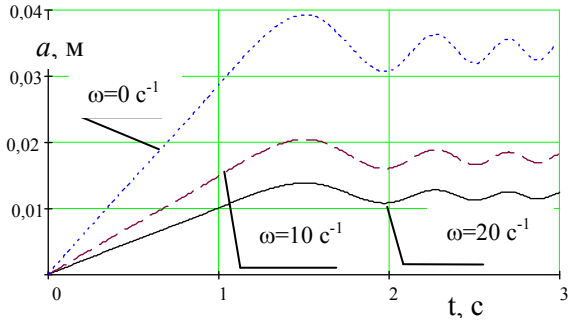
в)

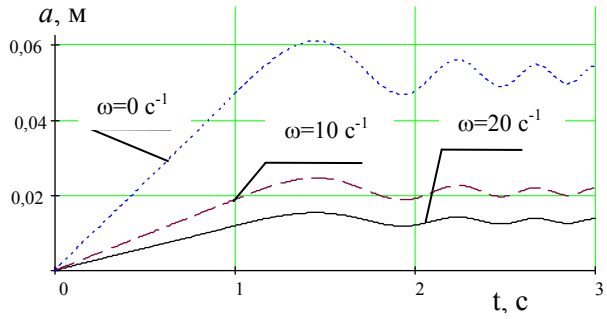
ρ=10 кг/м; m=20 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2; E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м; V=10 м/с; l=6 м



г)

ρ=10 кг/м; m=20 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2; E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м; V=10 м/с; l=8 м





д)
ρ=10 кг/м; m=10 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2;
E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м;
V=4 м/с; l=8 м

е)
ρ=10 кг/м; m=30 кг/м; I=6·10^{-6} кг/м^2;
E=2,06·10^{11} Н/ м^2; H=0,005 м;
ν=5; V=10 м/с; l=6 м

Рис. 2.7. Резонансні криві горизонтального робочого органу за різних його довжин, кутових швидкостей обертання та погонної маси сипкого матеріалу

- для зернової суміші більшої погонної маси резонанс має місце за меншої частоти робочого органу одночасно резонансна амплітуда є меншою;
- за більших значень відносної лінійної швидкості переміщення зернової суміші резонансна амплітуда є більшою
- за менших величин швидкості переходу через резонанс амплітуда резонансу є більшою;
- за менших величини різниці початкових фаз власних та вимушених коливань амплітуда резонансу є більшою.

2.5. Динамічні напруження віток завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями

Отримано основні співвідношення, які описують динаміку вертикальної та горизонтальної віток завантажувача змішувача. Для обидвох віток амплітуда поперечних нерезонансних коливань визначається величиною початкового збурення та крайовими умовами. Що до частоти коливань – то вона значною мірою залежить від кутової швидкості обертання робочого органу, погонної маси зернової суміші, швидкості її переміщення вздовж робочого органу. Тому і резонансні явища, а відтак максимальні динамічні напруження за відповідних амплітуд переходу через резонанс приймають різні значення. Підставою для їх визначення будуть служить: а) резонансні значення амплітуд (рис. 2.7) - для

горизонтальної вітки і відповідно для вертикальної вітки (рис. 2.8); б) основне співвідношення опору матеріалів [76] для визначення напруження при чистому згині:

$$\sigma_{\max} = \max\left(\frac{EI}{W}\frac{\partial^2\Delta(x,t)}{\partial x^2}\right), \tag{2.54}$$

де $\Delta(x,\mathrm{t})$ величина прогину відповідного елементу у довільний момент часу, W - його момент опору.

Приймаючи до уваги, що поперечний переріз робочого органу є пустотілий циліндр із зовнішнім радіусом R, знаходимо $W = \frac{\pi\left(D^3 - d^3\right)}{32R}$, D та d відповідно зовнішній та внутрішній діаметри робочого органу.

Якщо урахувати базове співвідношення для описання переміщень нейтральної лінії у формі (2.37) чи (2.38), то максимальне (резонансне) напруження горизонтальної вітки робочого органу завантажувача приймає значення:

$$\sigma_{\max} = \frac{32REI}{\pi\left(D^3 - d^3\right)} a\kappa^2. \tag{2.55}$$

Треба зауважити,що параметр a у залежності (2.68) приймає значення, яке узгоджується із (2.53). Із отриманих результатів отримано значення коефіцієнту затуханя робочого органу вертикальної вітки завантажувача за даної кутової швидкості його обертання шнека

$$\eta = \frac{\sigma_{max|V=V_1}}{\sigma_{max|V=V_2}} = \frac{a_{рез_{|V=V_1}}}{a_{рез_{|V=V_2}}} \tag{2.56}$$

На рис. 2.8 наведено для заданої кутової швидкості обертання робочого органу завантажувача-змішувача відношення максимальних напружень у шнеку за різних швидкостей переміщення зернової суміші відносно нього.

Аналізуючи динамічні напруження, що виникають в горизонтальній та крутонахиленій вітках гвинтового завантажувача з пересипом, які зумовлені їх

згинальними коливаннями можна зробити аналогічний висновок, як і в праці [80]:

1. При тих самих фізико-механічних та геометричних характеристик шнека резонанс за більших значень кутової швидкості його обертання має місце для меншої частоти зовнішнього періодичного збурення;

2. Резонансні динамічні напруження шнека з урахуванням кутової швидкості його обертання є більшими для менших значень “власних динамічних частот”;

3. Резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання шнека у декілька разів перевищують резонансні напруження, що виникають у ньому при його нерухомому стані, що слід враховувати в проектуванні завантажувача при виборі коефіцієнту запасу міцності.

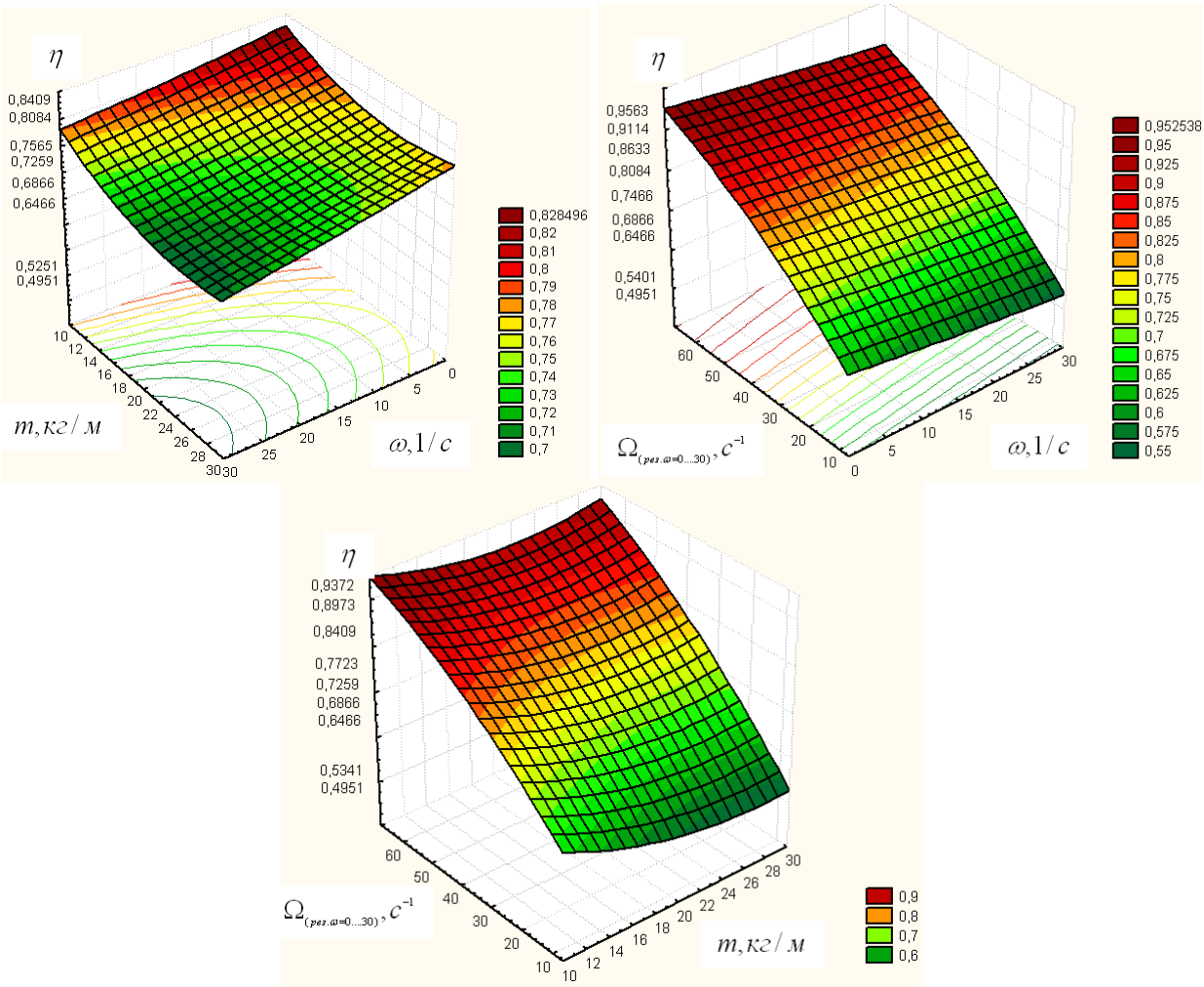


Рис. 2.8. Графічні залежності коефіцієнту затухання поперечних коливань робочого органу зумовленого рухом сипкого матеріалу

2.6. Висновки до розділу

1. На основі отриманих аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри для мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки завантажувача з пересипом. Встановлено, що мінімальне зусилля подачі матеріалу зростає із збільшенням кута нахилу крутонахиленої вітки, і для зменшення мінімального зусилля подачі матеріалу на 5% - 7% шнек горизонтальної вітки необхідно розміщувати під невеликим додатнім кутом нахилу до горизонталі, що коливається в межах від 3 до 20 градусів.

2. Розроблено математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача з пересипом, яка враховує геометричні, кінематичні та фізико-механічні характеристики системи та отримано диференціальне рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача. Встановлено, що на динамічний процес завантажувача впливають як кутова швидкість обертання шнека, так й основні характеристики сипкого матеріалу. Вплив швидкості руху більшою мірою проявляється для випадку більших значень кількості руху сипкого матеріалу.

3. Отримано аналітичні залежності для описання амплітудо-частотної характеристики згинальних коливань віток гвинтового завантажувача як для нерезонансного, так і для резонансного випадків. Встановлено, що амплітуда робочих органів переходу через резонанс для більшої їх довжини є більшою і одночасно для більших значень кількості руху зернової суміші – меншою. Зокрема, зростання кількості руху зернової суміші від 250 кгм/с до 375 кгм/с спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс на 30%. Встановлено, що резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у декілька разів перевищують резонансні напруження «статичного пружного тіла» (яке не обертається), що і є базою для ураховування динамічного коефіцієнту запасу міцності.

РОЗДІЛ 3
ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

3.1. Програма і методика проведень експериментальних досліджень гвинтових завантажувачів

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також результатів проведених теоретичних досліджень, програма й методика експериментальних досліджень включала наступні питання:

- розробку та виготовлення експериментального обладнання для дослідження процесів перевантаження сипких матеріалів ГЗ з можливістю зміни параметрів виконуваного технологічного процесу;

- визначення конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) ГЗ на продуктивність перевантаження сипких матеріалів;

- проведення досліджень ГЗ сипких матеріалів та оцінка впливу кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі, висоти транспортування, кроку шнека, частоти обертання шнека на продуктивність.

Експериментальні дослідження проводились з використанням розробленого дослідного стенда ГЗ, який забезпечив можливість регулювання конструктивно-кінематичних параметрів з метою підтвердження теоретичних і отримання необхідних експериментальних залежностей для обґрунтування раціональних параметрів ГЗ.

Для визначення продуктивності та крутного моменту ГЗ в залежності від зміни конструктивних параметрів проводились вимірювання ваги транспортованого матеріалу за певний час за допомогою ваг з точністю вимірювання ± 10 мг, де використовували транспортованого сипкий матеріал пшениця і ячмінь.

Крутний момент і витрати потужності на стенді при дослідженні продуктивності транспортування визначались з допомогою перетворювавача

частоти серії Altivar керування якого здійснювали для заміру заміру величин з ПК.

Використовувались методика статистичного оброблення з використанням методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних. Обробка проводилося з отриманням даних експериментальних масивів з отриманням результатів емпіричних рівнянь регресії [1, 43, 47]. Для одержання регресійних моделей, вибирали план повнофакторного експерименту, реалізацію здійснювали за певною послідовностю.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем

Для встановлення закономірностей зміни продуктивності транспортування сипких матеріалів ГЗ від кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі, кроку шнека та частоти обертання робочого органу проведено експериментальні дослідження.

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового завантажувача на його продуктивність та крутного моменту під час транспортування пшениці та ячменю (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторні експерименти ПФЕ 3^3, тобто визначення величини продуктивності транспортування та крутного моменту від змін трьох основних факторів: від кута нахилу вивантажувальної магістралі α, кроку шнека T_2 та частоти обертання робочого органу n, тобто $Q = f_{(x_1, x_2, x_3)}(n, \alpha_1, T_2)$

Обробка одержаних даних результатів експериментального масиву проведена за відомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням відомої методики кореляційного та регресійного аналізу експериментальних результатів для одержання емпіричних рівнянь регресії [1, 43, 47, 97]. Для одержання регресійних моделей, вибрали відповідний план повнофакторного експерименту ПФЕ 3^3, реалізацію якого проводили у

відповідній послідовності.

Однак, при проведені експериментів незалежних факторів, які мають різні одиниці вимірювання, а фактори виражаються різними порядками, внаслідок чого їх приводили до єдиної системи шляхом переходу від дійсного значення до кодованого.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [1, 43]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \tag{3.1}$$

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

Повнофакторний експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторів. Нульовий рівень значень для кожного вхідного фактору, визначали за формулою [1, 43, 47]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \tag{3.2}$$

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

Інтервал варіювання факторів визначали за формулою [43]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \tag{3.3}$$

Для побудови план-матриці планування експериментів позначали умовні фактори верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання, відповідно +1, -1, 0 [43].

Результати кодуваних факторів та рівнів їх варіювання приведено у табл.

3.1.

Побудова даної таблиці наведено наступним чином. Вхідними значеннями змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частота обертання шнека n (об/хв), яку кодували індексом x_1;
- кут нахилу вивантажувальної вітки магістралі α (град), який кодували індексом x_2;
- крок шнека T_2 (м), який кодували індексом x_3.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні продуктивності гвинтового завантажувача

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n, об/хв	X_1	x_1	174	348/-1	522/0	696/+1
Кут нахилу вивантажувальної магістралі, α, град	X_2	x_2	15	30/-1	45/0	60/+1
Крок шнека, T_2, м	X_3	x_3	0,025	0,09/-1	0,115/0	0,14/+1

Після кодування вхідних факторів склали план-матрицю повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загальної кількості дослідів $N_1 = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих значень вхідних факторів у експерименті, приведені у табл. 3.2. З метою достовірності оцінки гвинтових завантажувачів під час здійснення лабораторних досліджень, необхідна кількість вимірів, яка контролювалася (повторність дослідів), одержали за даною методикою, яка викладена у [43], при цьому досліди проводили у певній послідовності.

Отримані результати записували у таблиці експериментальних

досліджень. Оброблення експериментів одержаних результатів здійснювали за допомогою загальновідомої методики та проведення експериментальних досліджень [43].

Апроксимуючу математичну модель полінома другого порядку, параметр оптимізації приймали згідно [43], який описує експериментальний процес:

$$У = \eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + \\ + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представлено рівнянням у вигляді повного квадратичного, що одержували за відповідними загальними формулами [43]:

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

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}\overline{y}_u}{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}\overline{y}_u}{N_1}; \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij}:

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}x_{ju}\overline{y}_u}{N_1}, \quad (3.6)$$

де η - значення експериментальної продуктивності, т/год; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії вхідних факторів; x_i; x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори; x_{iu} - значення кодованих змінних у відповідному стовпці плану експерименту; $\overline{y}_u$ - середній результати u-го досліду; u - порядковий номер досліду; i - номер фактору; j, k - номер

фактору, відмінного від i -го; N_1 - кількість проведених експериментів.

Таблиця 3.2

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ дослід	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У: повторюваність			Середнє значення, У
	x_{0i}	x_{1i}	x_{2i}	x_{3i}	$x_1 \cdot x_{2i}$	$x_1 \cdot x_{3i}$	$x_2 \cdot x_{3i}$	$x_1 x_2 \cdot x_{3i}$	1	2	3	$У_{сер.i}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	$У_{11}$	$У_{12}$	$У_{13}$	$У_{1i}$
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	$У_{21}$	$У_{22}$	$У_{23}$	$У_{2i}$
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	$У_{31}$	$У_{32}$	$У_{33}$	$У_{3i}$
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	$У_{41}$	$У_{42}$	$У_{43}$	$У_{4i}$
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	$У_{51}$	$У_{52}$	$У_{53}$	$У_{5i}$
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	$У_{61}$	$У_{62}$	$У_{63}$	$У_{6i}$
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	$У_{71}$	$У_{72}$	$У_{73}$	$У_{7i}$
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	$У_{81}$	$У_{82}$	$У_{83}$	$У_{8i}$
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	$У_{91}$	$У_{92}$	$У_{93}$	$У_{9i}$
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	$У_{101}$	$У_{102}$	$У_{103}$	$У_{10i}$
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	$У_{111}$	$У_{112}$	$У_{113}$	$У_{11i}$
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	$У_{121}$	$У_{122}$	$У_{123}$	$У_{12i}$
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	$У_{131}$	$У_{132}$	$У_{133}$	$У_{13i}$
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	$У_{141}$	$У_{142}$	$У_{143}$	$У_{14i}$
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	$У_{151}$	$У_{152}$	$У_{153}$	$У_{15i}$
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	$У_{161}$	$У_{162}$	$У_{163}$	$У_{16i}$
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	$У_{171}$	$У_{172}$	$У_{173}$	$У_{17i}$
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	$У_{181}$	$У_{182}$	$У_{183}$	$У_{18i}$
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	$У_{191}$	$У_{192}$	$У_{193}$	$У_{19i}$
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	$У_{201}$	$У_{202}$	$У_{203}$	$У_{20i}$
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	$У_{211}$	$У_{212}$	$У_{213}$	$У_{21i}$
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	$У_{221}$	$У_{222}$	$У_{123}$	$У_{22i}$
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	$У_{231}$	$У_{232}$	$У_{233}$	$У_{23i}$
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	$У_{241}$	$У_{242}$	$У_{243}$	$У_{24i}$
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	$У_{251}$	$У_{252}$	$У_{253}$	$У_{25i}$
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	$У_{261}$	$У_{262}$	$У_{263}$	$У_{26i}$
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	$У_{271}$	$У_{272}$	$У_{273}$	$У_{27i}$

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t - критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [43]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^{n} (y_{ui} - \bar{y}_u)^2 , \tag{3.7}$$

де n - кількість повторювальних дослідів (повторюваність одного експерименту);

j =1, 2,..., n;

- визначали дисперсію досліду:

$$S_y^2 = \frac{1}{N_1} \sum_{u=1}^{N_1} S_u^2 , \tag{3.8}$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2} , \tag{3.9}$$

- визначали значимість коефіцієнтів b_i рівнянь регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{N_1 n}} , \tag{3.10}$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [43].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1) N_1 . \tag{3.11}$$

Якщо не виконується умова значимості (3.10), то даний коефіцієнт b_i рівняння регресії рівний нулю, а даний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності математичної моделі експериментальних даних проводили за F - критерієм Фішера наступним чином [43]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N_1 - g'} \sum_{u=1}^{N} (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2 , \qquad (3.12)$$

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:

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \qquad (3.13)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення досліду;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [43]: $f_{ag} = N_1 - g$ та $f_y = N_1(n-1)$.

Адекватність вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T . \qquad (3.14)$$

Одержане значення F_p порівнювали з табличним F_T. Рівняння регресії ПФЕ буде відповідати адекватним експериментальним даним, при умові $F_p < F_T(0{,}05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, якщо розрахункове значення F_p- критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N_1 - g$ та степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N_1(n-1)$.

Побудува залежностей поверхні відгуку параметра оптимізації та

двомірний переріз поверхонь відгуку здійснювалася на основі результатів проведених експериментальних досліджень, взято до уваги розрахунки, проведені пакетом прикладних статистичних програм оброблення та результати експериментальних досліджень.

Для аналізу отриманих залежностей використовувалась статистична обробка результатів за допомогою пакету програми на ПК „Statistica 6.0”. Визначення математичної дисперсії випадкових величин D оцінювалися за стандартними методиками [1, 43, 97].

На основі результататів проведених досліджень використовуючи відомимі стандартні методики отримали апроксимацію експериментальної ломаної лінії, при цьому величина відхилення (“неузгодженості”) визначалася за способом найменших квадратів:

$$\Theta = \sum_{i=1}^{N} \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^{N} (m_{i_e} - m_{i_m})^2 , \qquad (3.15)$$

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

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем

Методика проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту [1, 43] передбачала проведення досліджень, в яких визначали залежність крутного моменту транспортування сипких матеріалів гвинтового завантажувача від зміни кута нахилу вивантажувальної магістралі α_1, частоти обертання робочого органу n та висоти вивантажувальної вітки магістралі при транспортуванні ячменю.

Побудову даної таблиці 3.3 проведено наступним чином. Вхідними

змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- частота обертання шнека n (об/хв.), яку кодували індексом x_1;
- кут нахилу вивантажувальної магістралі α_1 (град), який кодували індексом x_2;
- висота транспортування H_1 (м), яку кодували індексом x_3.

Таблиця 3.3

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні крутного моменту гвинтового завантажувача при транспортуванні

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n, об/хв.	X_1	x_1	174	348/-1	522/0	696/+1
Кут нахилу вивантажувальної магістралі, α_1, град	X_2	x_2	15	30/-1	45/0	60/+1
Висота транспортування, H_1, м	X_3	x_3	1,5	1,5/-1	3/0	4,5/+1

Результати експериментальних досліджень проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм ПК „Statistica 6.0” та будували графічні залежності поверхонь відгуку та двомірний переріз поверхонь. за допомогою стандартної методики здійснювали статистичну обробку залежностей крутного моменту при транспортуванні сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем.

3.4. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності транспортування матеріалів гвинтовим завантажувачем із змінним кроком

На основі повнофакторного експерименту проведення досліджень [1, 43] були проведені дослідження, в яких було визначено залежність продуктивності гвинтового завантажувача із змінним кроком від приросту кроку шнека на

одному витку ΔT_2, кута нахилу вивантажувальної магістралі α_1 та частоти обертання робочого органу *n* при транспортуванні технічної солі.

При проведені експериментальних досліджень визнчено розмір зовнішнього діаметра робочого органу - 96 мм, довжину робочої частини горизонтальної вітки робочого органа 1,2 м, вертикальної вітки 0,8м початковий крок витка шнека ΔT_2 відповідає коефіцієнту кроку k_{T1}=0,31 і дорівнює 30 мм.

Для проведення експериментальних досліджень використовувався ГЗ (рис. 3.2) з ГРО. Для кожного із незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту. Основними змінними факторами, які впливали на процес змішування на першому етапі були такі:

- приріст кроку шнека на одному витку ΔT_2= 0,0045 -0,0085м (x_1);
- кут нахилу вивантажувальної магістралі $\alpha_1 = 30 - 60$ град (x_2).
- частота обертання шнека $n = 348 - 696$ об/хв. (x_3);

Результати кодування факторів та значення їх рівнів для продуктивності транспортування матеріалів наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактор	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Приріст кроку шнека на одному витку ΔT_2, м	X_1	x_1	0,001	0,0065(+1)	0,0055(0)	0,0045(-1)
Кут нахилу вивантажувальної магістралі, α_1, град	X_2	x_2	15	30/-1	45/0	60/+1
Частота обертання шнека, n, об/хв	X_3	x_3	174	348/-1	522/0	696/+1

У прцесі отримання експериментальних даних використовувалася

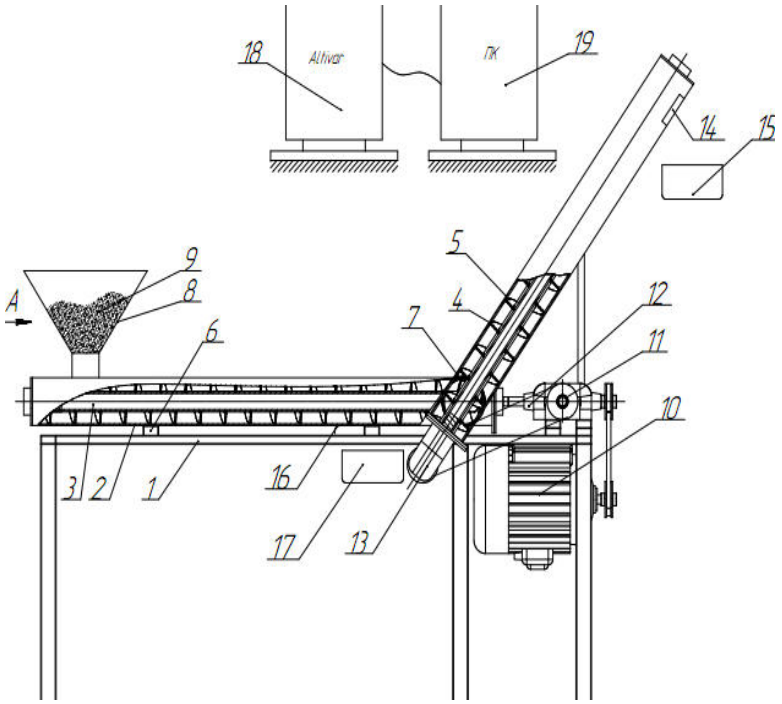
програма Power Suite якою було налаштувано перетворювач частоти серії Altivar, за його допомоги вибрано такі характеристики, в яких є необхідні для проведення експериментів розробленої методики випробувань. На моніторі ПК відображено табличні дані та графічні залежності у процентному співвідношенні до номінальної потужності із заданою частоти. Необхідна частота обертання вала двигуна вибрана за програмою PowerSuite. У вікні осцилографа ПК в процесі було задано частоту обертання. Статистичну обробку результатів експериментальних досліджень проводили за методикою представлено в параграфі 3.2.

3.5. Стендове оснащення для проведення дослідження гвинтових завантажувачів

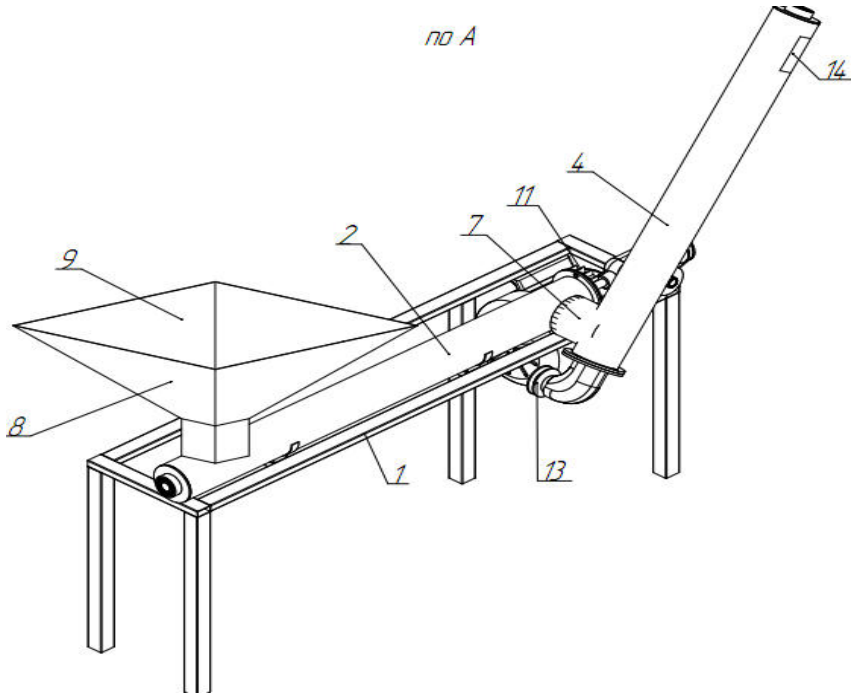
Для проведення експериментальних досліджень визначено продуктивність та крутний момент гвинтового завантажувача сипких матеріалів, встановлено його основні функціонально - експлуатаційні характеристики, на базі створених винаходів спроектовано та виготовлено дослідну установку. З її допомогою її проведено експериментальні дослідження діапазонах частоти обертання та зміни кута нахилу гвинтового завантажувача з отриманням даних у персональному комп’ютері (рис. 3.1).

При дослідженні продуктивності та крутного моменту при транспортуванні сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем використовували ряд спеціальних стендів, приладів та інструментів, чим було здійснено замір конструктивних, кінематичних, силових і технологічних параметрів [55], що дозволило вдосконалювати конструкцію гвинтового завантажувача та встановити ряд раціональних параметрів у роботі ГК.

Стенд [91, 94, 111] загальний вигляд якого зображено на рис. 3.1. використовувався для здійснення експериментів визначенняпродуктивності та крутного моменту ГЗ.



а)



б)

Рис. 3.1. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку, який виконано у вигляді рами 1, циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 з центральним

валом 3 і вертикального жолоба 4 з вертикальним гвинтовим робочим органом 5. Жолоб циліндричний горизонтальний гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено на підставку 6 на раму 1. Внизу вертикальний жолоб 4 виконано перпендикулярно до його осі поворотний патрубок 7, який відомим способом здійснює кут повороту вертикального жолоба 4.

Зверху на вході циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено бункер 8 з сипким матеріалом 9. Стенд оснащений приводом 10 з подачею обертів на циліндричний горизонтальний гвинтовий робочий орган 2 і вертикальний гвинтовий робочий орган 5 через пасові передачі 11 і 12 і на додатковий конічний редуктор 13 передачі. При цьому продуктивність вертикального гвинтового робочого органу 5 повинна бути не менша продуктивності циліндричного горизонтального робочого органа 2, щоб не було заклинювання технологічного процесу. Зверху вертикального жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14 з лотком під яким встановлено ємкість 15 для збору сипкого матеріалу з вертикальної секції. Крім цього внизу в кінці циліндричного горизонтального робочого органу 2 виконано вихідне вікно 16 з шибером для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємкість 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція.

Крім цього кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшені в напрямку виходу матеріалу із нього.

Крім цього стенд оснащений контрольними пристроями Altivar 7.1 і персональним комп’ютером 19 для заміру силових, кінематичних і технологічних параметрів.

Робота стенду для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну вітку здійснюється наступним чином. Для дослідження продуктивності горизонтальної секції відкривають шибер під ємкістю 17, фіксують час і визначають продуктивність. Для встановлення продуктивності горизонтальної і вертикальної секцій, шибер на горизонтальній секції закривають і весь сипкий матеріал транспортується через вікно 14 в

ємкість 15, який зважують і проводять аналіз.

Конструкція дослідної установки (рис. 3.2) включає ГЗ, за допомогою ПК здійснюється запуск через перетворювач частоти (серії Altivar) 3. Основним елементом гвинтового завантажувача є рама, на ній розташований корпус, який дає можливість осьового провертання і зміни кута нахилу відносно горизонту, а трьохфазний асинхронний електродвигунй (АИР90L4У3) приводитьв рух робочий орган. У корпусі закріплено бункер та вивантажувальний і завантажувальний отвори – виходи, в які встановлено пересипний патрубок. На двигуні закріплено давач частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5) 13.

Рис. 3.2. Загальний вигляд гвинтового завантажувача

Крок часу вибирається в межах 0,001-1 с. Максимальна кількість

вимірювань може бути записано в пам’ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Scope може бути не більше 4.

Короткі характеристики перетворювача частоти Schneider Electric ALTIVAR 71 (рис. 3.3) з потужністю від 0.75 до 630 кВ наведено [55].

Табличні дані та графічні залежності у процентному співвідношенні до номінальної потужності із заданою частоти показано на моніторі ПК. Необхідна частота обертання вала двигуна вибрана за програмою PowerSuite (рис. 3.4). Необхідна частота обертання вала двигуна і напрям його обертання визначалася за допомогою програми Power Suite.

Кабель зв’язку VW3-A8106 зєднував роз’єм на лицьовій панелі який підключений до пристрою ПК. З головного вікна Power-Suite кнопкою Connect було підєднано ПК до пристрою де здійснювали вибір віртуального пристрою в папці My device.

Рис. 3.3. Загальний вигляд перетворювача частоти Schneider Electric ALTIVAR

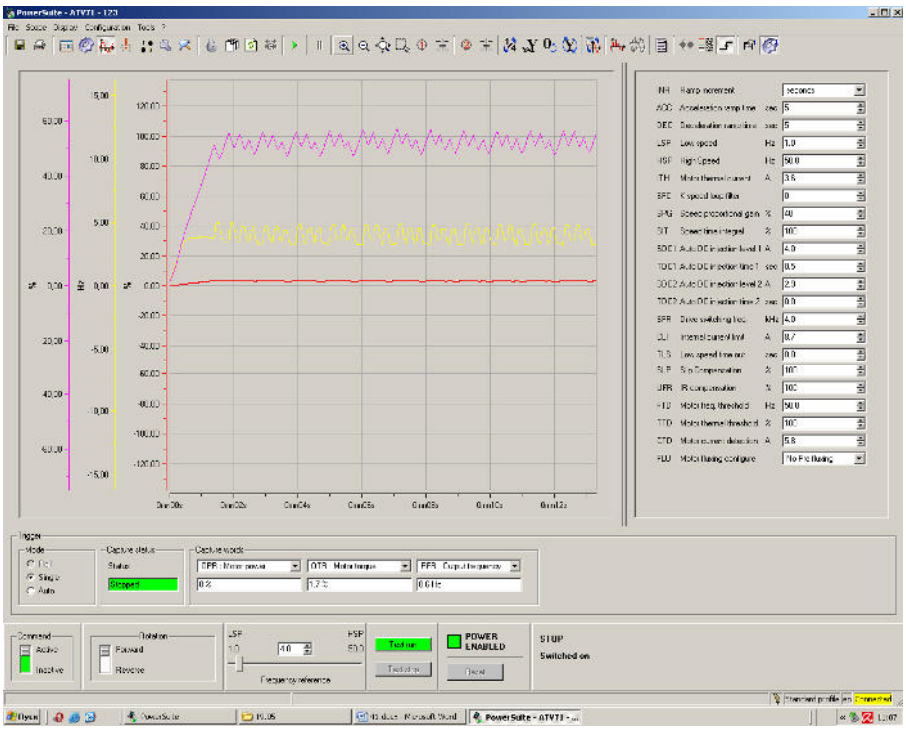


Рис. 3.4. Результати експериментів у вікні ПК

Експериментальне обладнання яке запропоноване дозволило реалізувати інженерні методики досліджень механічних систем. Тому, для проведення експериментальних досліджень гвинтових систем та їх приводів, спроектовано та виготовлено ряд дослідних стендів до яких був підключений перетворювач частоти серії Altivar програмним продуктом PowerSuite.

Необхідну частоту обертання вала двигуна і його запуск здійснювали в автоматичному режимі на ПК програмо PowerSuite. Було допущено можливість плавного збільшення та зменшення частоти обертання в межах від 0 до 1460 об/хв при керуванні двигуна. При цьому похибкою частоти обертання двигуна встановлено величину в межах ±2,5%.

3.6 Висновки

1. Наведені методики проведень повнофакторного експериментального дослідження, які передбачали визначення продуктивності транспортування та крутного моменту гвинтового завантажувача при перевантаженні сипучого матеріалу (пшениця, ячмінь) від зміни трьох факторів: від кута нахилу

вивантажувальної магістралі α_1, кроку шнека T_2 та частоти обертання робочого органу *n*, тобто $Q = f(n, \alpha_1, T_2)$. Конструктивні параметри змінювалися в таких межах: внутрішній діаметр *D* = 96 мм і кут нахилу α_1 = 30...60°, крок робочого органа знаходився в межах 0,09<T_2<0,14 м, довжина зовнішньої магістралі $L = 1200$ мм, довжина вертикальної вітки магістралі $L = 800$ мм, товщина витка 3 мм.

2. На основі методики проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3^3, визначено продуктивність гвинтового завантажувача для технічної солі від зміни приросту кроку шнека на одному витку ΔT_2 = 0,0045 - 0,0065 м, кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі $\alpha_1 = 30 - 60$ град та частоти обертання шнека $n = 348 - 696$ об/хв. тобто $Q = f(\Delta T_2, \alpha_1, n)$.

3. Розроблено і виготовлено стендове устаткування для визначення продуктивності транспортування та крутного моменту гвинтовим завантажувачем при перевантаженні різних видів сипких матеріалів за різного конструктивного виконаннях ГРО з використанням перетворювача частоти ALTIVAR 71 та одержано дані дослідження на ПК.

РОЗДІЛ IV
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати досліджень продуктивності гвинтового завантажувача

З використанням повнофакторного експерименту та методик проведення досліджень, здійснено визначення залежності продуктивності гвинтового завантажувача від частоти обертання шнека n (об/хв.), кута нахилу вивантажувальної магістралі α_1 (град) та кроку шнека T_2 (м) під час транспортування пшениці.

Продуктивність заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3. Для оброблення результатів експерименту визначали середнє значення результату кожного із факторів не менше 3 разів. (додаток В, табл. В.1). Характеристику факторів та значення їх рівнів наведено у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Характеристика факторів та значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень продуктивності та крутного моменту гвинтового завнтажувача

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання шнека n, об/хв.	348-552-696
x_2	Кут нахилу вивантажувальної магістралі α_1, град	30-45-60
x_3	Крок шнека T_2, м	0,09-0,115-0,14

За формулами 3.5, 3.6 визначали невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома та отримали значення коефіцієнтів регресії, які наведено у табл. 4.2.

Наведено регресійна залежність продуктивності від зміни частоти обертання шнека n, кута нахилу вивантажувальної магістралі α, град та кроку

шнека T_2, тобто $Q^{i}_{(x_1,x_2,x_3)} = f(n,\alpha_1,T_2)$, для закодованих значень факторів для транспортування пшениці має вигляд:

$$Q_{(x_1,x_2,x_3)} = 2,185 - 0,0031x_1 - 0,114x_2 + 1,559x_3 + 0,000012x_1x_2 + \\ +0,000031x_1x_3 + 0,00036x_2x_3 + 0,0000023x_1^2 + 0,00071x_2^2 - 0,0723x_3^2, \quad (4.1)$$

де x_1 - закодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - закодоване значення кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі; x_3 - закодоване значення кроку шнека.

Таблиця 4.2

Значення закодованих коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
пшениця	2,185	-0,0031	-0,114	1,559	0,000012	0,000031	0,00036	0,0000023	0,00071	-0,0723

Для натуральних значень факторів рівняння регресії (4.1) для транспортування пшениці прийме вигляд:

$$Q_{(n,\alpha_1,T_2)} = 1,224 + 0,0061n - 0,106\alpha_1 + 1,591T_2 + 0,00071\alpha_1^{\,2} - 0,0723T_2^{\,2} \quad (4.2)$$

Отримане рівняння регресії (4.2) може використовуватись для визначення продуктивності ГЗ Q залежно зміни частоти обертання шнека n, кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі α_1 та кроку шнека T_2, при транспортуванні пшениці у таких межах зміни вхідних факторів:

$348 \le n \le 696$ (об/хв); $30 \le \alpha_1 \le 60$ (град); $0,09 \le T_2 \le 0,14$ (м).

Було побудувано графічні 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 $x_{i(3)} = const$, яка виконувалася за допомогою програми Statistica-6.0.

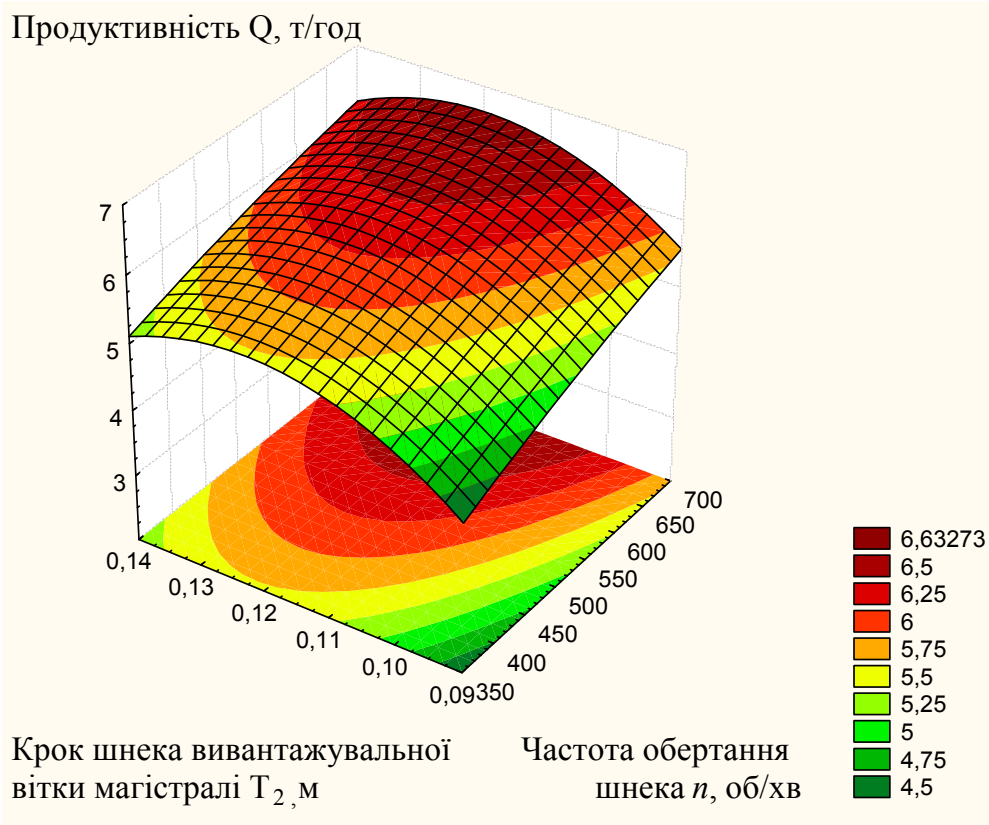
Встановлено з одержаних регресійних рівнянь, що найбільшим впливом на зміну продуктивності є фактори x_1, x_2, (n, α_1) та їх комбінація. Зниження продуктивності до 20% здійснюється збільшенням величини фактора x_2 (α). При збільшуванні частоти обертання шнека та зменшення кута нахилу конвеєра відбувається збільшення продуктивності ГЗ.

Поверхні відгуку та двомірні їх перерізи побудовані на отриманих рівняннях регресії для визначення продуктивності від зміни двох факторів для $x_3 = const$.

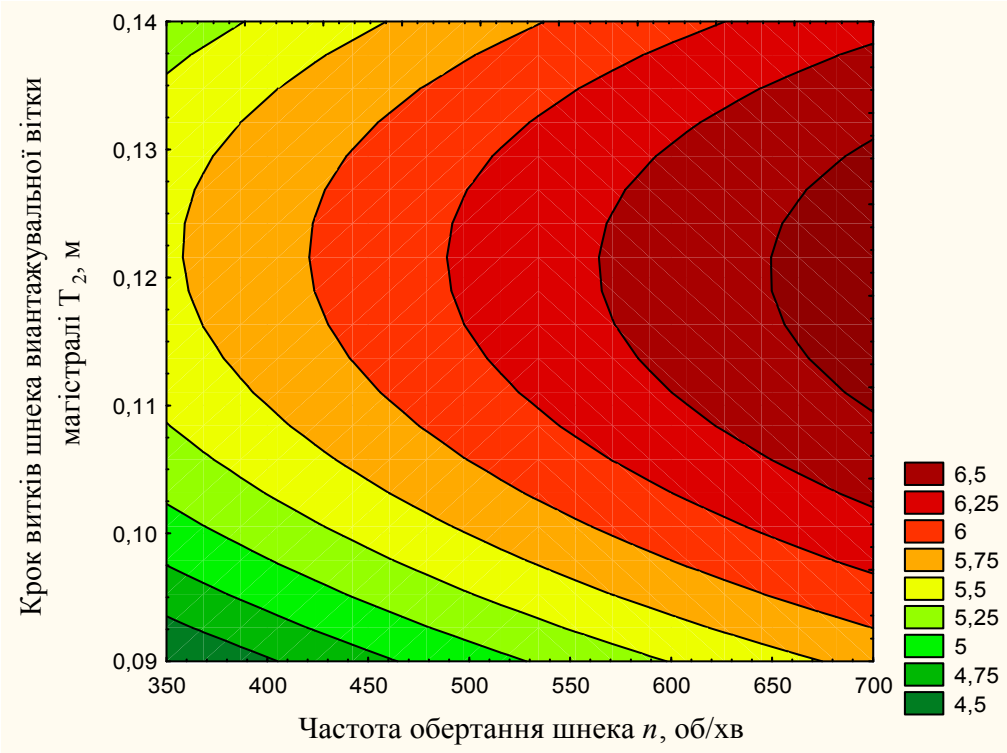
Результати залежностей продуктивності одержані за допомогою програми Statistica-6.0 показано на рис. 4.1 – 4.3.

З рисунків 4.1 - 4.3 видно, що із збільшенням частоти обертання шнека величина продуктивності зростає, при чому найбільша продуктивність досягається під час транспортування ячменю і становить 7,86 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 1,73 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту.

В результаті візуальних спостережень встановлено що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу, а його транспортування проходить переважно по руслу жолоба. Тобто із збільшенням зазору зростає мінімальне значення кутової швидкості, при якій проходить стабільний процес транспортування.

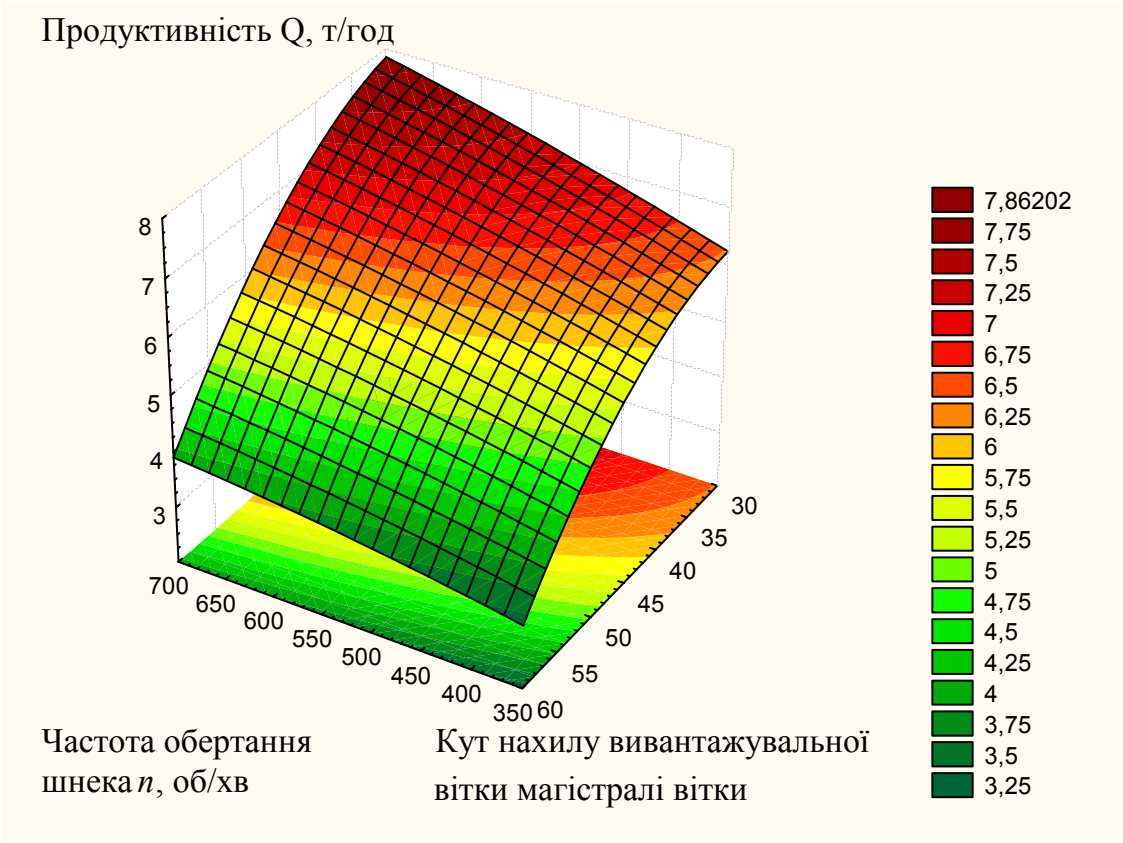


а)

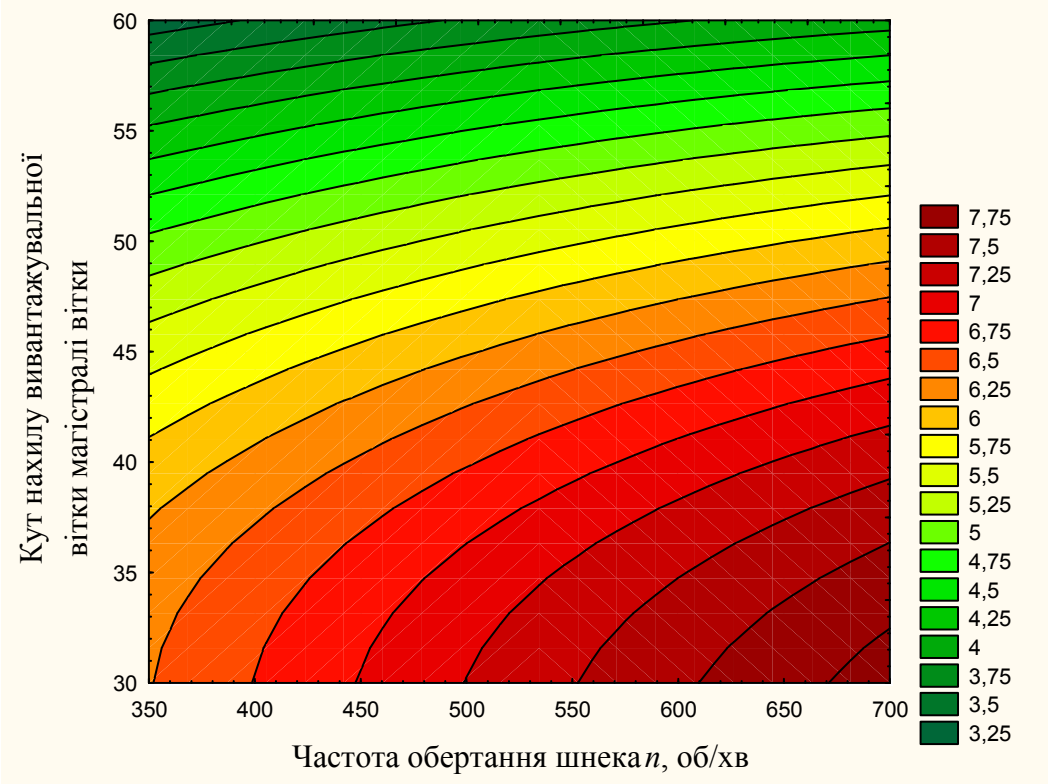


б)

Рис. 4.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності завантажувача $Q_{(n,T_2)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та кроку шнека вивантажувальної вітки магістралі (α_1=45 град)

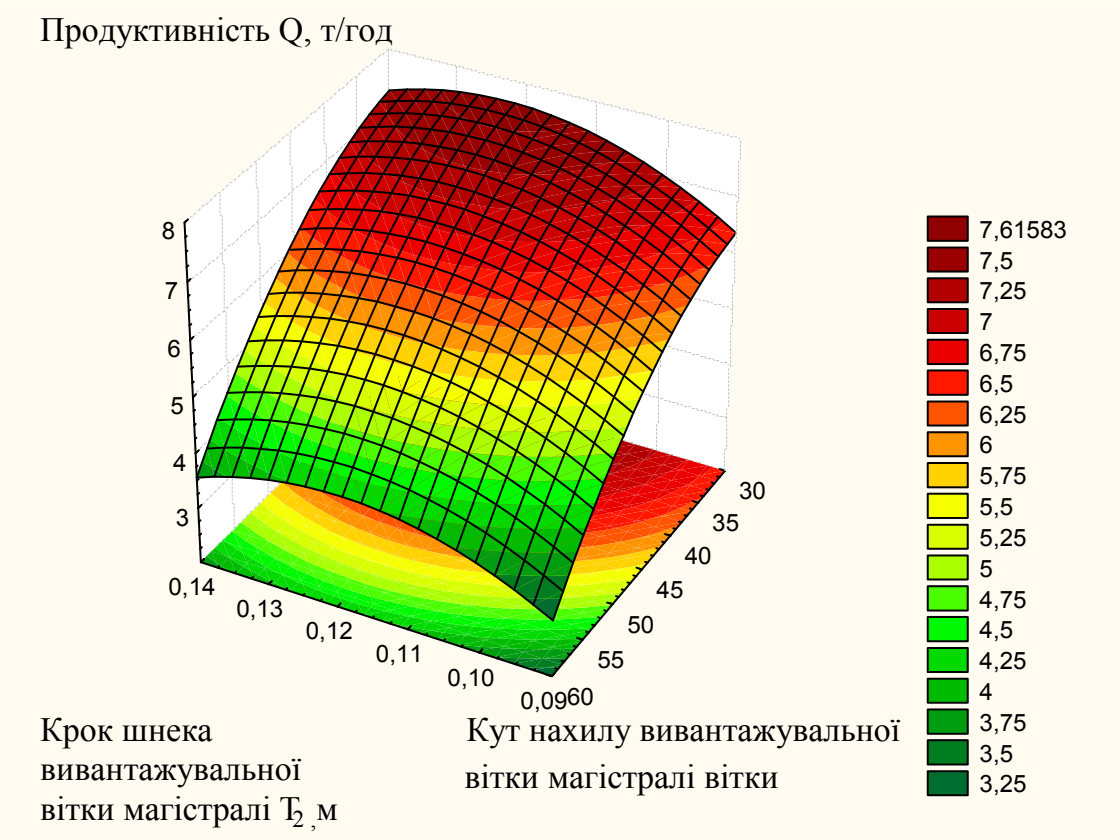


а)

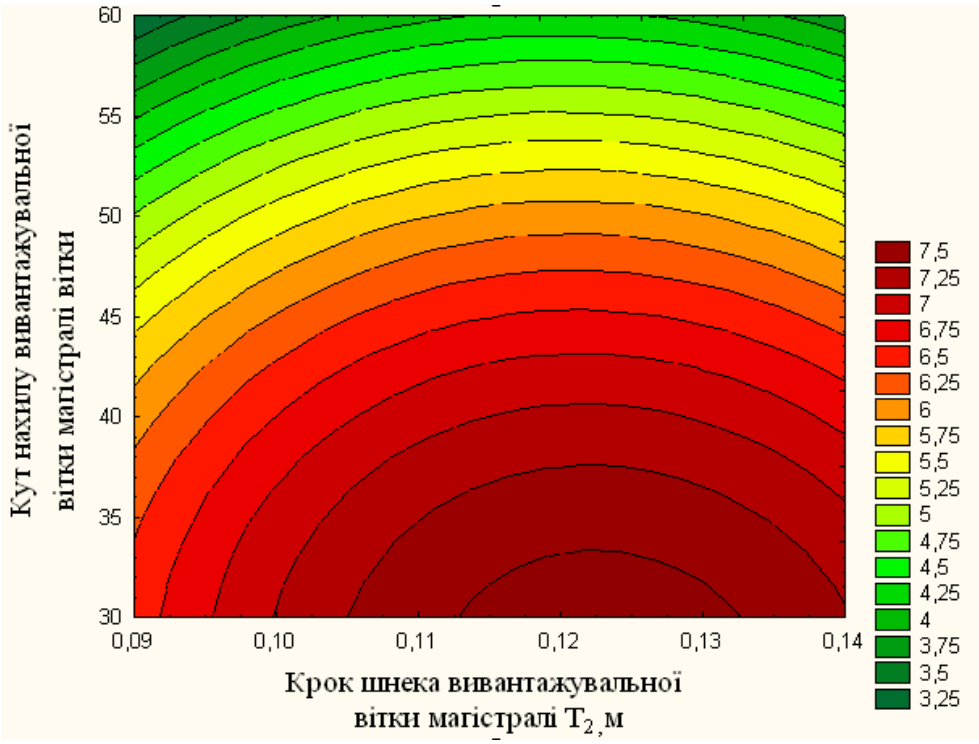


б)

Рис. 4.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності завантажувача $Q_{(n,\alpha_1)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі (T_2=0,115 м)



а)



б)

Рис. 4.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності завантажувача $Q_{(T_2,\alpha)}$ під час транспортування пшениці від кроку шнека та кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі (n=522об/хв.)

4.2. Результати експериментальних досліджень крутного моменту гвинтового завантажувача

Побудувано регресійні рівняння, які дали можливість визначити крутний момент робочого органу завантажувача при транспортуванні матеріалів з відповідною об'ємною масою: пшениця – 750 кг/м^3.

За допомогою пристроїв різними способами здійснювали замір крутного моменту, що описаний в розділі 3. Тричі проводили екперименти для кожного з факторів, та було визначено середнє значення результату, яке було основою для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту (додакток В, табл. В.2).

Проведений повнофакторний експеримент полягав у визначені впливу параметрів транспортування сипкого матеріалу та конструктивних параметрів конвеєра у процесі переміщення (незалежних факторів x_i) на крутний момент (параметр оптимізації *T*). Визначили залежність крутного моменту від зміни трьох незалежних факторів: частоти обертання шнека n, об/хв., кут нахилу вивантажувальної магістралі, α_1, град та висота транспортування, H_1, м, тобто $T=f(n, \alpha_1, H_1)$ які наведено таблиця 4.3.

Таблиця 4.3

Значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень крутного моменту гвинтового завнтажувача

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання шнека n, об/хв	348-552-696
x_2	Кут нахилу вивантажувальної магістралі α_1, град	30-45-60
x_3	Висота транспортування H_1, м	1,5-3-4,5

План-матриця була складена після кодування факторів та проведеного

багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 у табл. В.2 додактку В наведено значення для числа дослідів $N = 3^3$.

Під час проведення лабораторних досліджень гвинтового завантажувача проведено необхідна кількість вимірів і встановлено достовірнуоцінку якості роботи, показників, що контролюються (повторність дослідів) з використанням методики [43], здійснювалися досліди в трикратній повторюваності.

Під час складання план-матриці з метою усунення впливу на отримані результати величини крутного моменту неконтрольованих і нерегульованих факторів, було здійснено рандомізацію план-матриці за допомогою методу випадкового балансу [47].

При використанні перетворювача частоти Altivar 71 можлива зміна частоти обертання робочого органу, а також зміна висоти піднімання сипкого матеріалу – завдяки зміни кута нахилу магістралі.

Використання загальновідомих методикх та методів статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії було одержано експериментальні дані [1, 43].

У вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома представлена функція відгуку (параметр оптимізації), крутний момент $T^i = f(n, \alpha_1, H_1)$, які визначені експериментальним шляхом [1, 43]:

$$\begin{aligned} T^i &= b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + \\ &+ b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \end{aligned} \tag{4.3}$$

де b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33} - коефіцієнти значень x_i; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Дослідження визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: частоти обертання шнека n, об/хв, кут нахилу

вивантажувальної магістралі, α_1, град та висота транспортування, H_1, м [94]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

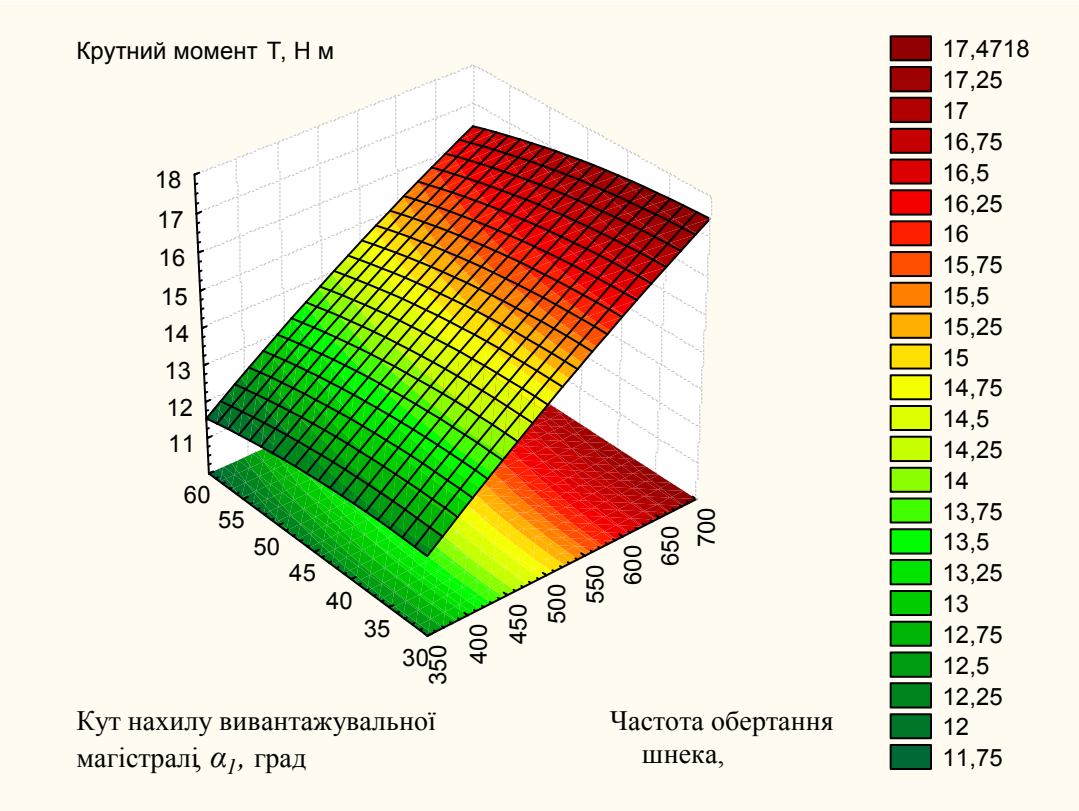
Загальний вигляд рівняння регресії максимального крутного моменту за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах є наступним:

$$T = 5,992 + 0,015n + 0,64H_1 - 0,0093\alpha_1 H_1 \ . \qquad (4.4)$$

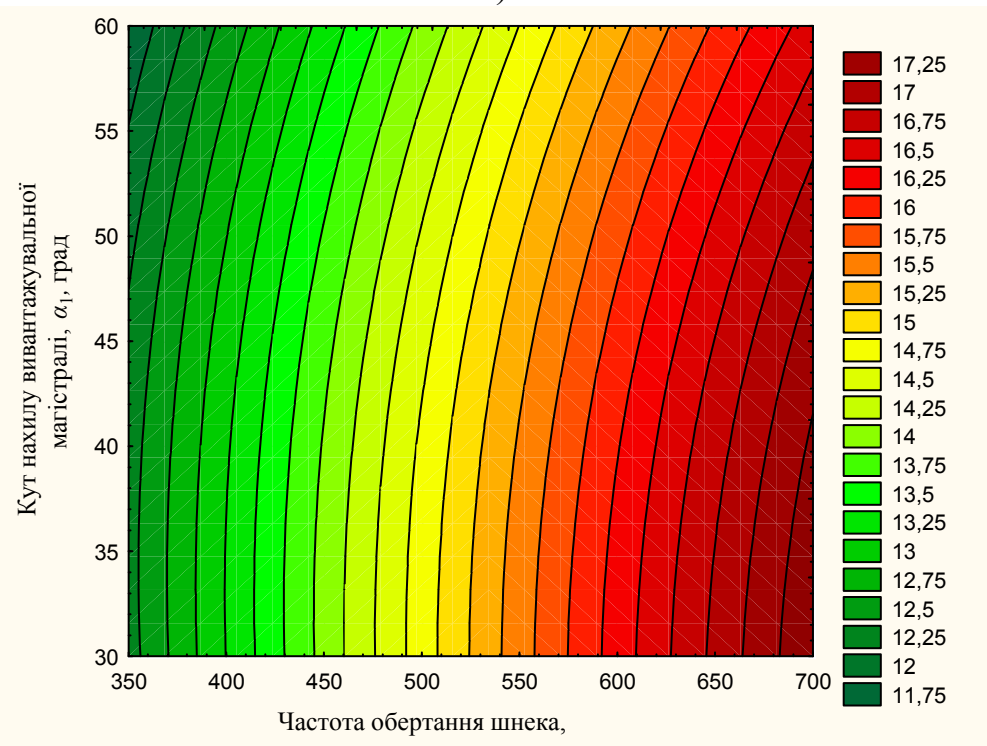
Для отримання графічних залежностей значень для визначення крутного моменту транспортування при використані сипкого матеріалу, а саме ячмінь наведено на рис. 4.4 - 4.6., використали програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows. На основі програмного пакету побудувано графічні залежності регресійних моделей у вигляді поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

На рис. 4.4 - 4.6 представлено поверхні відгуку та їх двомірні перерізи крутного моменту гвинтового завантажувача від частоти обертання шнека n = 348…696 об/хв, кута нахилу вивантажувальної магістралі $\alpha_1 = 30....60$ град та висота транспортування сипкого матеріалу H_1 = 1,5….4,5 м.

Було встановлено домінуючий фактор, який має вплив на величину крутного моменту, а саме частота обертання робочого органу n, висоти піднімання матеріалу H_1, що впливає на силові параметри процесу транспортування сипкого матеріалу.

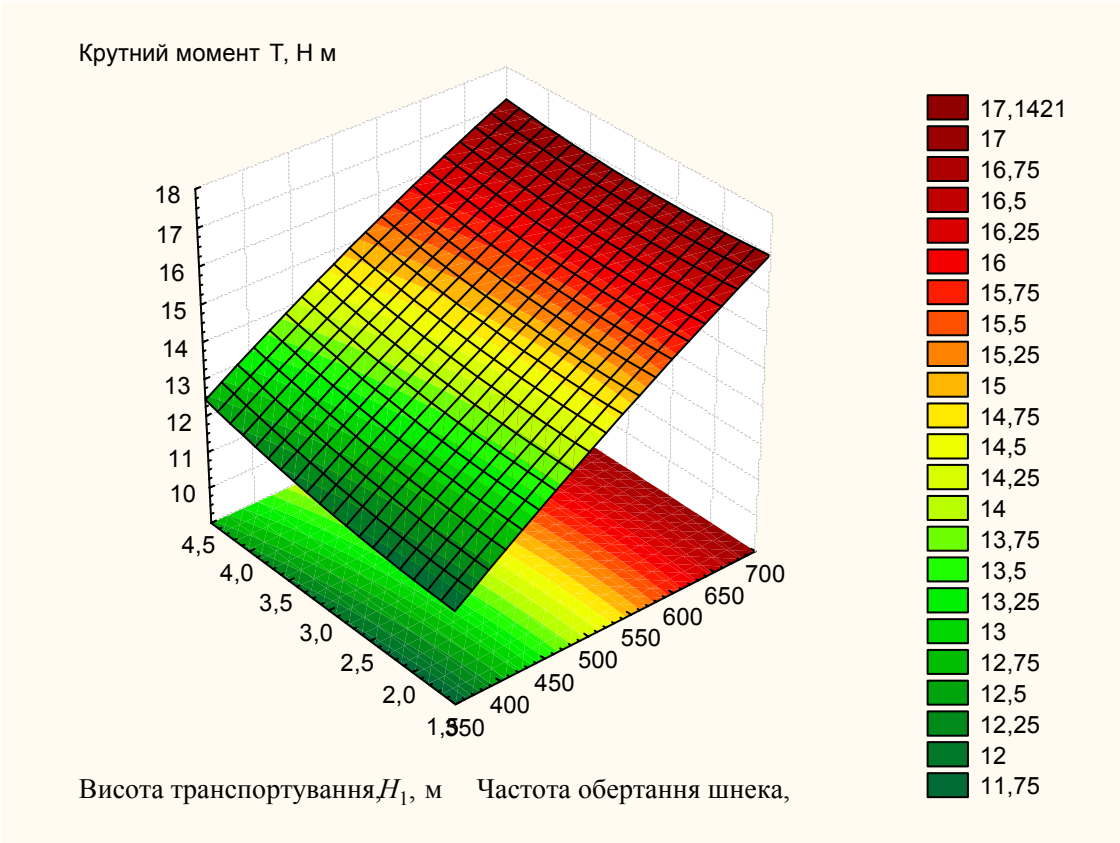


а)

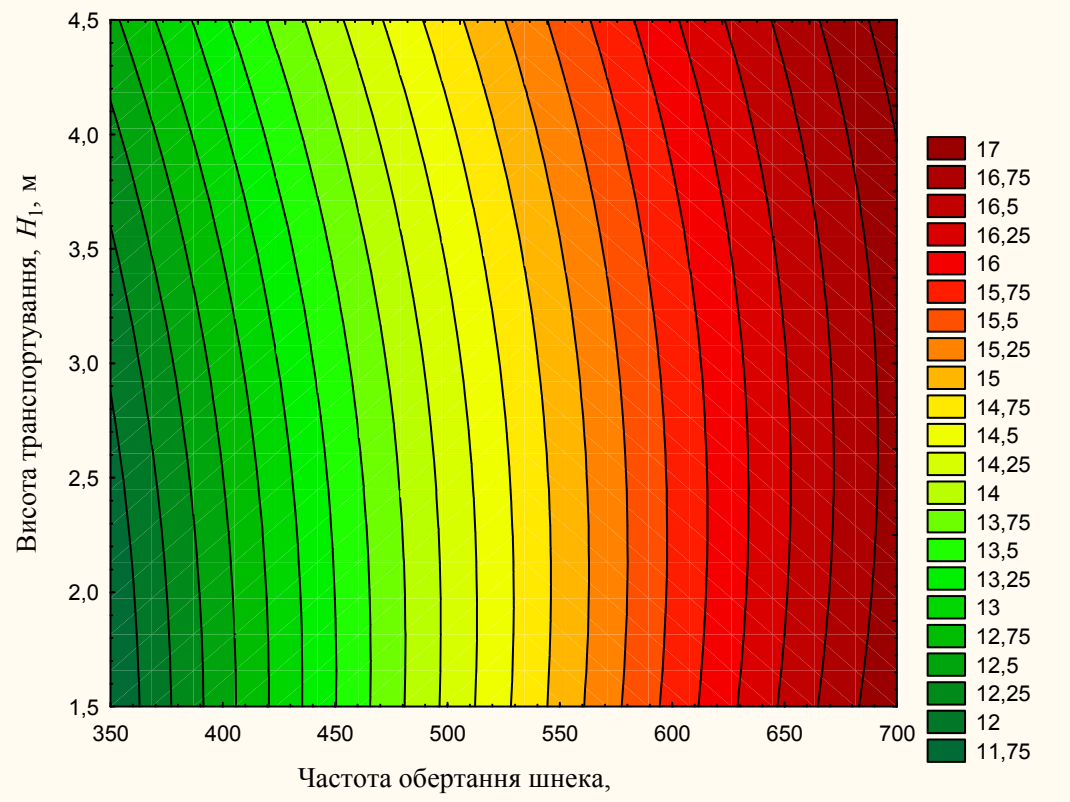


б)

Рис. 4.4. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на валу шнека від змінних факторів при транспортуванні ячменю H_1 = 3 м

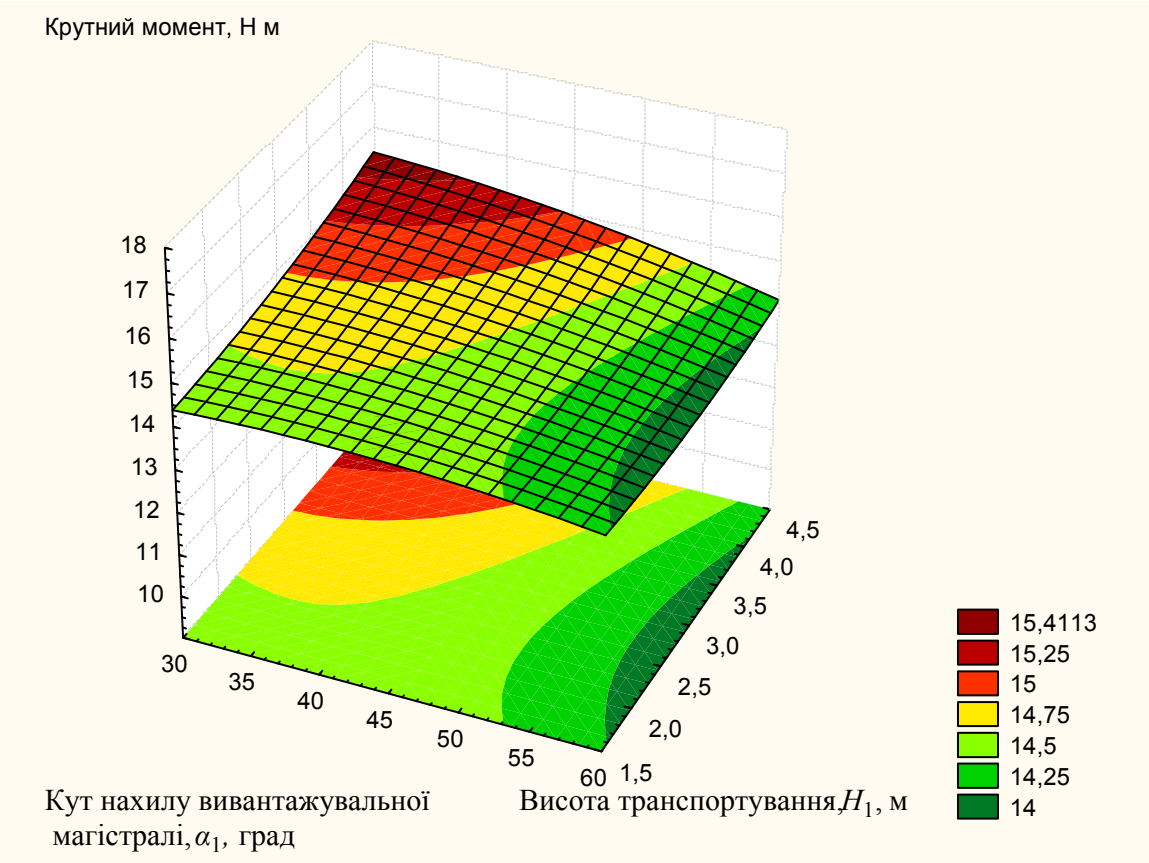


а)



б)

Рис. 4.5. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на валу шнека від змінних факторів при транспортуванні ячменю α_1=45 град



а)

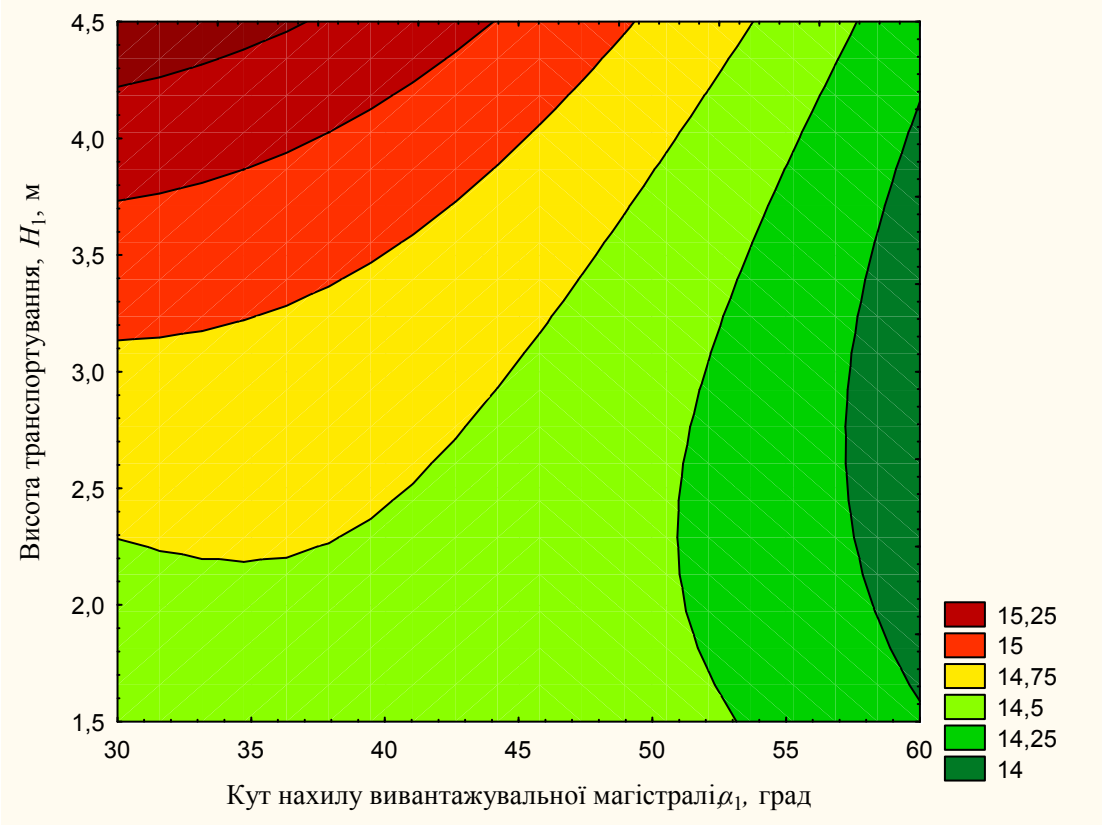


Рис. 4.6. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз зміни крутного моменту на валу шнека від змінних факторів при транспортуванні ячменю n=522об/хв

4.3. Результати досліджень продуктивності гвинтових завантажувача сипких матеріалів із змінним кроком

З використанням повнофакторного експерименту та методик проведення досліджень, здійснено визначення залежності продуктивності гвинтового завантажувача нахиленого гвинтового конвеєра від приросту кроку шнека на одному витку *t*, кута нахилу конвеєра α та частоти обертання шнека *n* під час транспортування технічної солі об'ємною масою 2150 кг/м^3, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Продуктивність заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3. Для оброблення результатів експерименту визначали середнє значення результату кожного із факторів не менше 3 разів (додаток В, табл. В.3). Для отримання невідомих коефіцієнтів регресії квадратичного полінома визначалися за формулами 3.5, 3.6, а значення рівнів факторі заведено у табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Характеристика факторів та значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень продуктивності гвинтового завнтажувача

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Приріст кроку шнека на одному витку ΔT_2, м	0,0065-0,0055-0,0045
x_2	Кут нахилу вивантажувальної магістралі α_1 , град.	30-45-60
x_3	Частота обертання шнека n , об/хв.	348-552-696

Наведено регресії залежність продуктивності залежно від зміни приросту кроку шнека на одному витку *t*, кута нахилу вивантажувальної магістралі α та частоти обертання шнека *n*, тобто $\overset{i}{Q}_{(x_1,x_2,x_3)} = f(\Delta T_2, \alpha_1, n)$ для кодованих значень факторів.

Для натуральних значень факторів рівняння регресії для транспортування технічної солі прийме вигляд:

$$Q = 18,216 - 0,185\alpha_1 + 0,000016n^2 - 0,00015n\alpha_1 + 14,87\alpha_1\Delta T_2 + 0,00123\Delta T_2^{\,2} \quad (4.5)$$

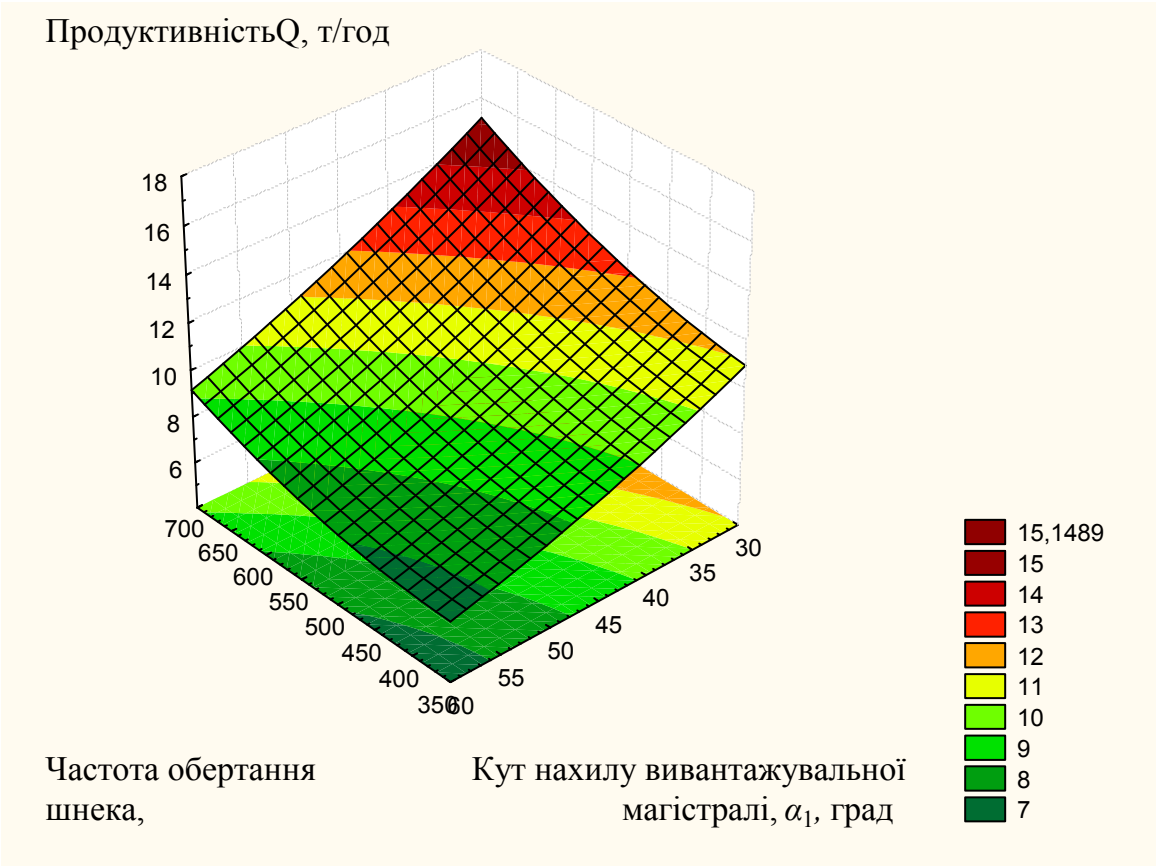
Отримане рівняння регресії (4.5) може використовуватись для одержання продуктивності конвеєрів Q в залежності зміни приросту кроку шнека на одному витку ΔT_2, кут нахилу вивантажувальної вітки магістралі α_1 та частоти обертання шнека n при транспортуванні технічної солі у таких межах зміни вхідних факторів:

$$0{,}0065 \le \Delta T_2 \le 0{,}0045 \text{ (м)}; \; 30 \le \alpha_1 \le 60 \text{(град)}; \; 348 \le n \le 696 \text{ (об/хв)}.$$

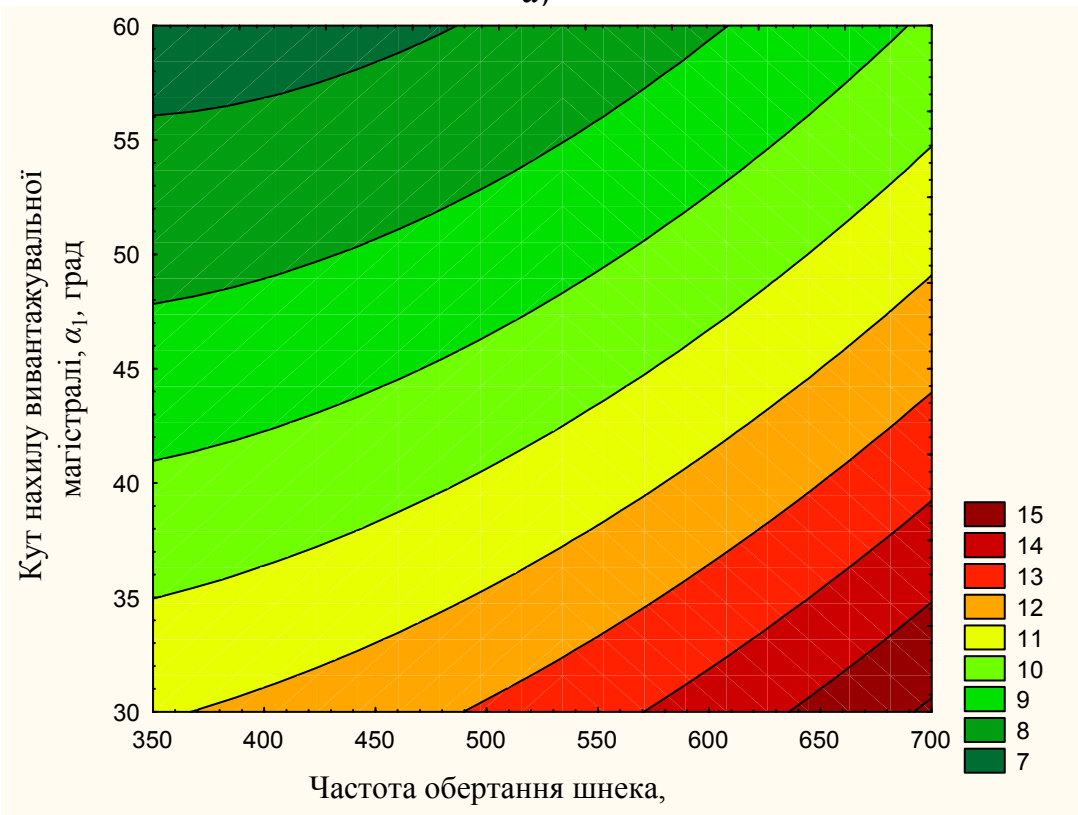
Побудовані графічні відтворення загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та двомірних перерізів продуктивності завантажувача Q, від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ та постійного незмінного третього фактора $x_{i(3)} = const$ з використанням пакету Statistica-6.0.

Аналіз отриманого регресійного рівняння показує, що найбільше впливає на зміну продуктивності фактори x_2, x_3, (α_1, n). Встановлено, що із збільшенням фактора $x_2(\alpha_1)$ збільшується продуктивність до 15%, а при збільшенні фактора $x_1(\Delta T_2)$ спостерігається незначного зниження продуктивності до 3%. В загальному для збільшення продуктивності необхідно збільшувати частоту обертання шнека та зменшувати кут нахилу конвеєра. Отримант рівнянyz регресії поверхні відгуку та двомірні їх перерізи продуктивності від зміни двох факторів для $x_3 = const$.

Графічні значення результатів залежності продуктивності одержаної з використанням “Statistica-6.0” наведено на рис. 4.7 – 4.9. Зазначено, що величина продуктивності зростає при збільшенні частоти обертання шнека, але зберігається закономірність найбільшої продуктивності під час транспортування пшениці, яка досягає 15,15 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 3,55 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту.

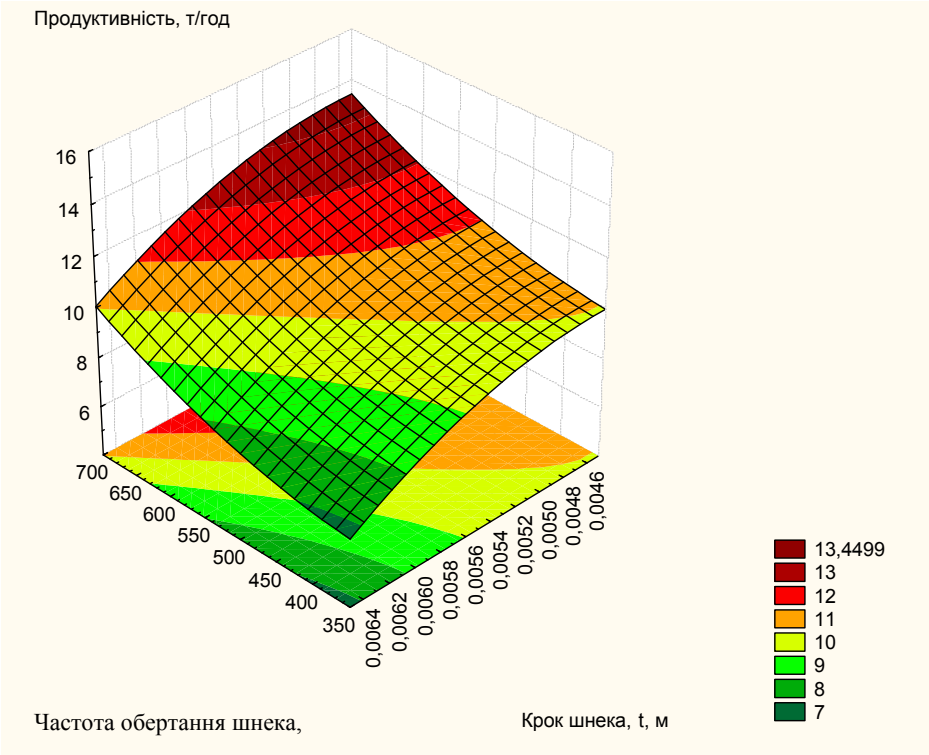


а)

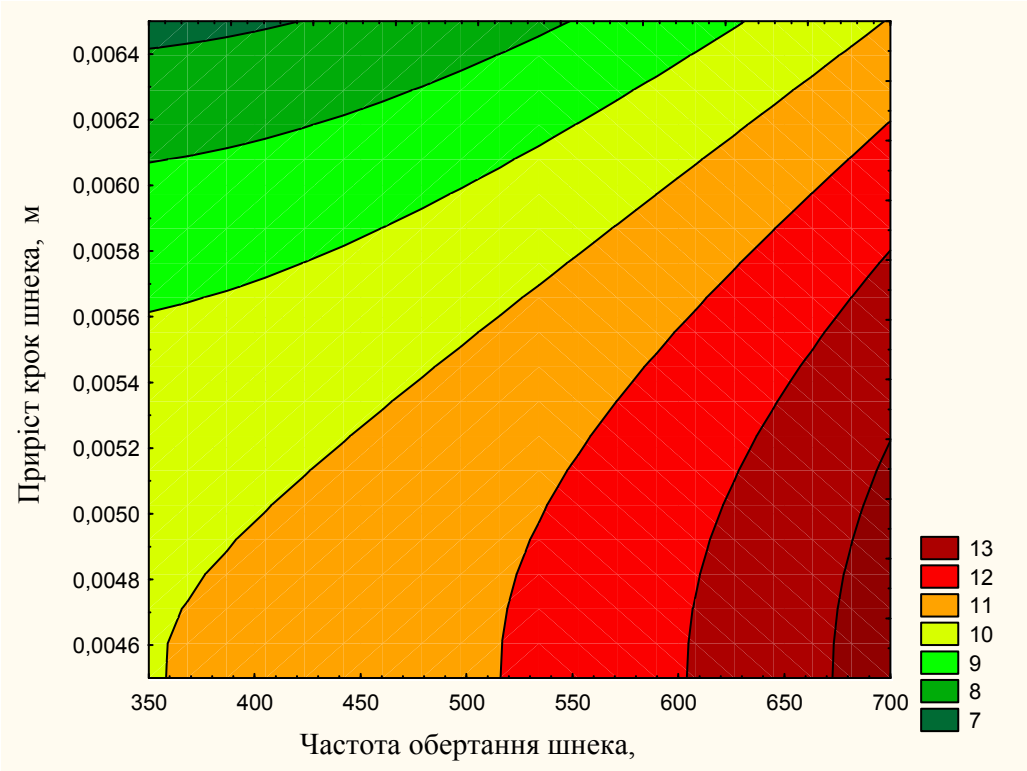


б)

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності конвеєра $Q_{(n,\alpha_1)}$ під час транспортування технічної солі від частоти обертання та кута вивантажувальної магістралі шнека (ΔT_2=0,0055м)

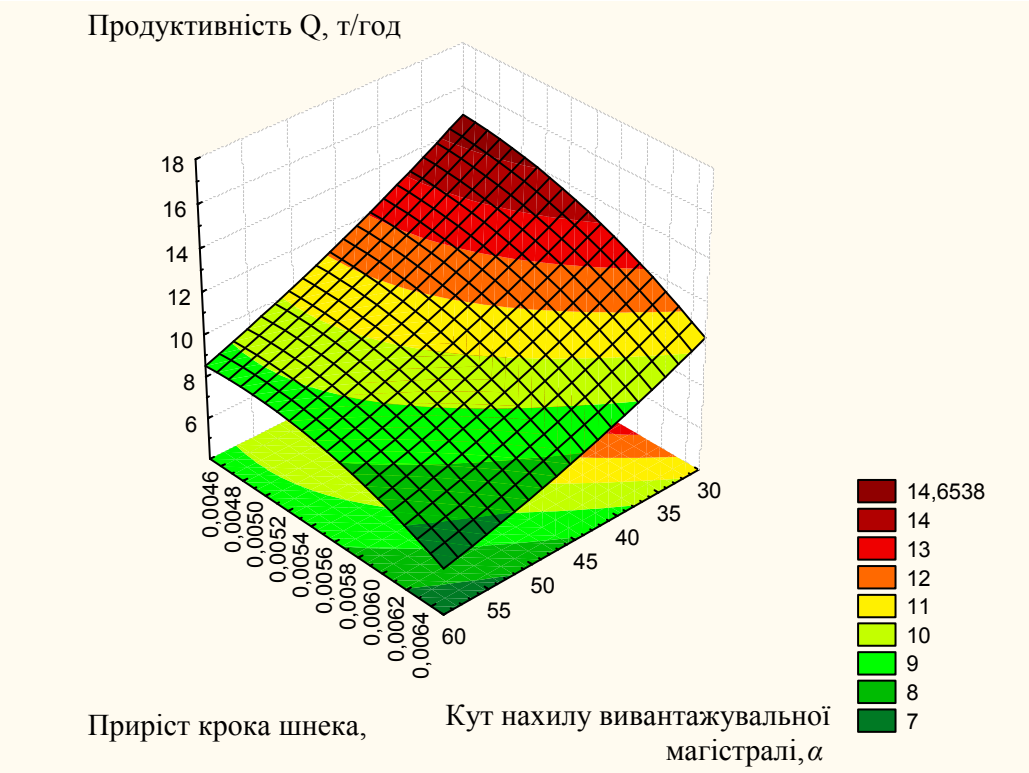


а)

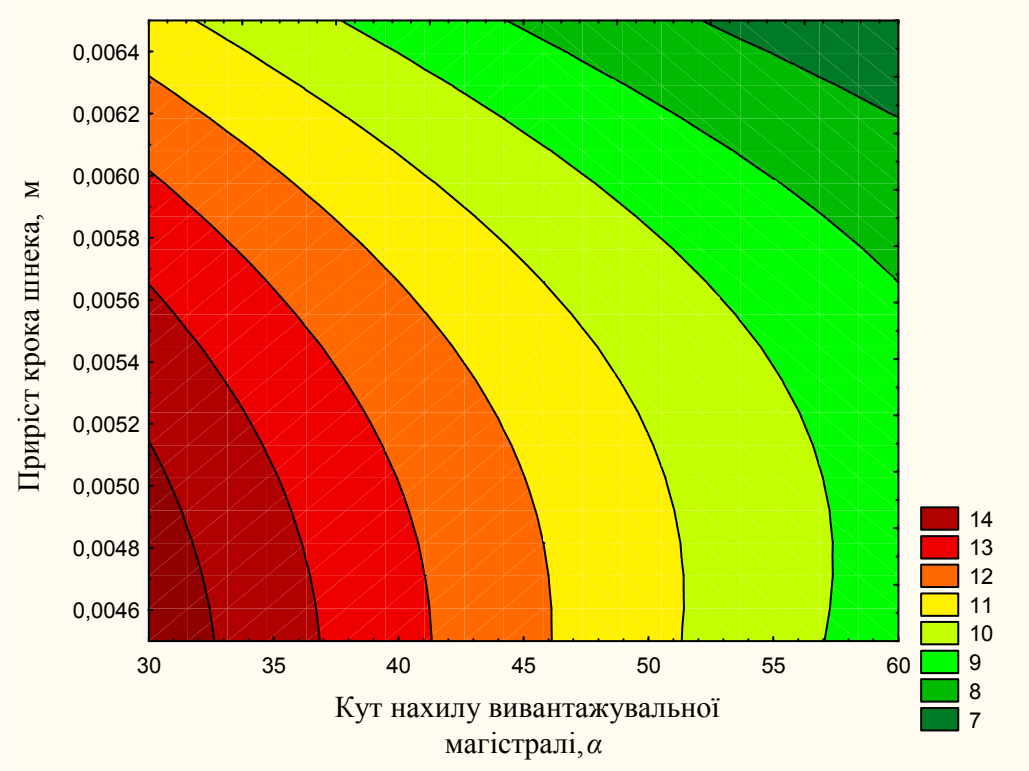


б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності транспортера $Q_{(n,\Delta T_2)}$ під час транспортування технічної солі від частоти обертання шнека та кроку шнека на одному витку (α_1=45град)



а)



б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) залежності продуктивності транспортера $Q_{(\alpha_1,\Delta T_2)}$ під час транспортування технічної солі від кута нахилу вивантажувальної магістралі та кроку шнека (n=522 об/хв)

4.4. Висновки

1. Наведена статистична обробка експериментальних результатів та отримано регресійні залежності, які адекватно відтворюють досліджувальні процеси з визначення продуктивності та крутного моменту на приводі гвинтового завантажувача.

2. Отримано рівняння регресії для визначення продуктивності ГЗ залежно зміни частоти обертання шнека n, кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі α_1 та кроку шнека T_2 при транспортуванні пшениці і побудовані графічні регресійні залежності у вигляді поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів продуктивності від двох змінних факторів за постійного незмінного третього фактора. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання шнека величина продуктивності зростає, причому найбільша продуктивність досягається під час транспортування пшениці і становить 7,86 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 1,73 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту.

3. В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу, а його транспортування проходить переважно по руслу жолоба. Тобто із збільшенням зазору зростає мінімальне значення кутової швидкості, при якій проходить стабільний процес транспортування.

4. Досліджено зміну крутного моменту від частоти обертання шнека (n = 348…696 об/хв.), кута нахилу вивантажувальної магістралі ($\alpha_1 = 30....60$ град.) та висота транспортування (H_1 = 1,5….4,5 м) при транспортування ячменю, в результаті чого отримано відповідне рівняння регресії і побудовані графічні відтворення проміжних загальних регресійних моделей. Встановлено, що на величину крутного моменту впливає частота обертання робочого органу n, та висота піднімання матеріалу H_1 також має вплив на силові параметри

процесу транспортування.

5. Представлено експериментальні дослідження продуктивності гвинтового завантажувача від величини приросту кроку шнека на одному витку ΔT_2, кута нахилу вивантажувальної магістралі α_1 та частоти обертання шнека n під час транспортування технічної солі у межах зміни вхідних факторів: $0{,}0065 \leq \Delta T_2 \leq 0{,}0045$ (м); $30 \leq \alpha_1 \leq 60$ (град); $348 \leq n \leq 696$ (об/хв). Встановлено, що зі збільшенням частоти обертання шнека величина продуктивності зростає, причому найбільша продуктивність досягається під час транспортування технічної солі і становить 15,15 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 3,55 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту.

РОЗДІЛ 5
ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

5.1. Транспортно-технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів

Для покращення умов роботи гвинтових завантажувачів з різними траєкторіями переміщення сипких матеріалів необхідно реалізувати наступне. Обгрунтувати основні гіпотези і розробити технічні ідеї, які необхідно вирішити для покращення конструкцій і процесів роботи ГЗ. Існуючі гвинтові завантажувачі з переміщенням сипких матеріалів знизу до верху здійснюють процес переходу з горизонтальної траси транспортування до вертикальної, як правило через карданні механізми, які пошкоджують транспортовані матеріали, що особливо є небезпечним при перевантаженні насіневих матеріалів.

Вихідними даними для проектування ГЗ є його продуктивність, тип, вид вантажу, який транспортується і його характеристики: коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя, продуктивність, кут нахилу траси, конструктивні параметри та інше.

Важливим параметром ГЗ, який складається з двох віток – горизонтальної і нахиленої під кутом є те, що продуктивність горизонтальної вітки повинна бути меншою на 5…10% від нахиленої для забезпечення нормальної роботи. При цьому регулювання цього параметра доцільно проводити кроком гвинта, а не його діаметром.

Важливим елементом, який захищає ГЗ, а відповідно і транспортну систему від забивання, куполоутворення є використанням вібруючих пристроїв відомих конструкцій. Ці проблеми пов’язані з перезволоженням сипких матеріалів.

Фактором стабільності роботи ГЗ є використання додаткових гнучких ГК, з метою збільшення зони їх завантаження з використанням як самих ГЗ так і

пересувних цих механізмів.

Наступною вимогою до ГЗ є те, що в зоні пересипу (перевантаження) сипкого матеріалу доцільно встановлювати відповідні зони з метою забезпечення якісної подачі сипкого матеріалу і стабілізації технологічного процесу.

При проектуванні ГЗ необхідно, щоб горизонтальна завантажувальна секція ГЗ встановлюється під кутом 2…5º до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а вертикальний шнек виконати Г-подібної форми з поличкою зверху, причому співвідношення горизонтальної полички до вертикальної становить в межах 2…7 мм, при мінімальній величині вертикальної полички не менше 2…4 мм.

Наступна рекомендація полягає в тому, що представлені конструкції можуть бути універсальні чи уніфіковані з використанням відповідних робочих органів для виконання різного типу операцій (наприклад – гвинтовий завантажувач-змішувач).

Для змішування сухих матеріалів доцільно використовувати гофровані гвинтові робочі органи з запрограмованим або вільним профілем.

Завантажувачі доцільно оснащувати додатковими пристроями для розширення їх технологічних можливостей, наприклад змішування мінеральних добавок, приготування кормових сумішей з добавками біологічних стимуляторів або інших компонентів.

Кремі деталі завантажувачів доцільно виготовляти з пластмас, які мають низький коефіцієнт тертя і малу масу.

Нами розроблена конструкція завантажувача, яка зображена на рис. 5.1. Робота пересувного гвинтового змішувача здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 6 з гнучким кожухом і наконечником вводять в купу сипкого матеріалу при цьому встановивши необхідні величини зазорів в пазах захисної насадки разом з рукояткою. Після цього включають привід за допомогою пульта керування. За допомогою гнучкої спіралі 6 і сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 куди і подаються кормові

добавки по прозорому циліндричному лотку і разом з зерном змішуються і далі подаються в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 4 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 7 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки переставляють в нове місце, або за допомогою рухомої підставки переводять в інше місце відомим способом. В разі потреби при зволожених кормових добавках автоматично включаються електромагнітні вібратори, які з'єднані з пультом керування, які сприяють покращенню подачі кормових добавок в зону змішування.

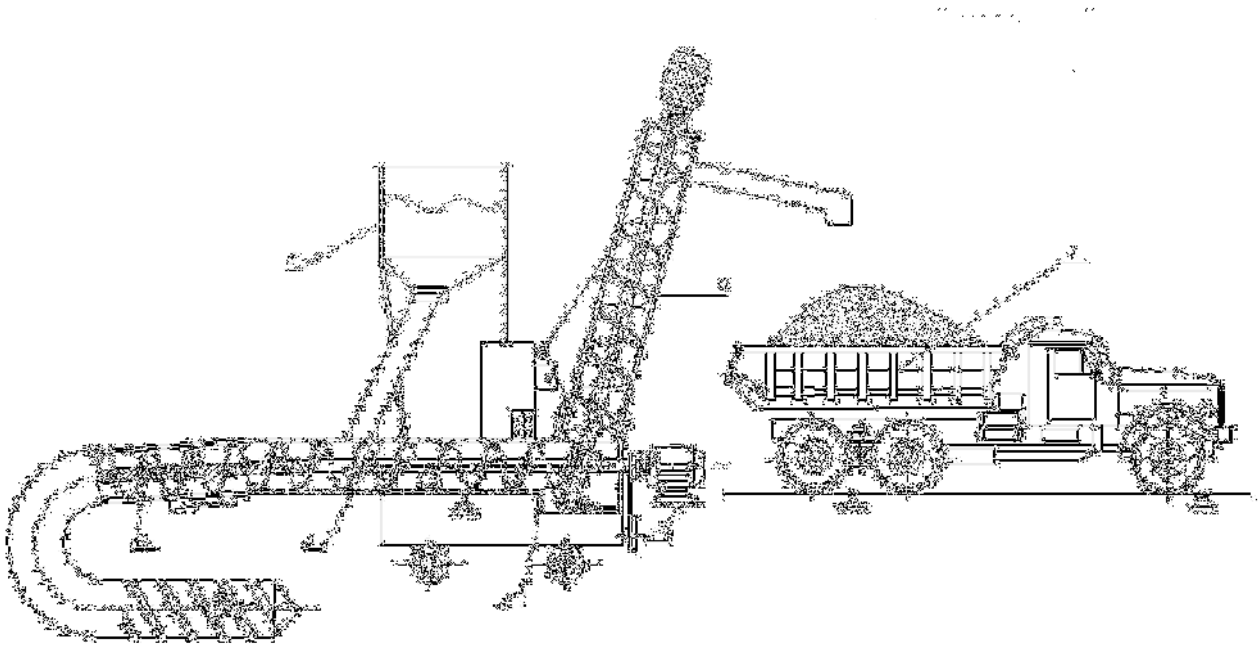


Рис. 5.1. Гвинтовий пересувний завантажувач:
1 - рама; 2, 6 -горизонтальний і вертикальний кожухи; 3 - жорсткий гвинтовий робочий орган; 4 - гнучкий гвинтовий робочий орган; 5 - бункер; 7 - ємкість для завантаження сипких матеріалів

Для розрахунку гвинтових завантажувачів сипких матеріалів нами виведені аналітичні залежності для визначення продуктивності завантажувача, яке визначається за формулою [17]:

$$Q_v = 47\ D_C^2 \xi n_C \psi c_\beta\ , \tag{5.1}$$

де ρ – насипна густина транспортного матеріалу, т/м^3; D_C – зовнішній діаметр спіралі, м; ξ – емпіричний коефіцієнт, який враховує відношення кроку спіралі до її зовнішнього діаметра; n_C – частота обертання спіралі, об/хв.; ψ – коефіцієнт заповнення поперечного січення спіралі; c_β – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності в залежності від кута нахилу спіралі.

Отже з рівності (5.1) можна визначити розрахункове значення зовнішнього діаметра спіралі:

$$D_C \approx \sqrt{\frac{Q_p}{47\xi n_C \psi c_\beta \rho}}\,. \tag{5.2}$$

В реальних умовах дуже проблематично розрахувати всі сили опору, які протидіють обертовому руху спіралі, тому на практиці використовують відому залежність [94] для визначення потужності приводу:

$$N = \frac{Q_p L_C}{367\eta_П} \cdot \left(k \pm \sin\alpha\right), \tag{5.3}$$

де $\eta_П$ – коефіцієнт корисної дії привода; k - коефіцієнт опору матеріалу.

Відповідно знак «+» приймається при підйомі матеріалу, а знак «–» під час опускання. Для горизонтально розміщеної секції завантажувача:

$$N = \frac{Q_p L_C k}{367\eta_П}\,. \tag{5.4}$$

З врахуванням, що:

$$\upsilon_{кр} = \rho R n_{кр} / 30, \tag{5.5}$$

критична частота обертання спіралі рівна:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi R}\sqrt{\frac{gR}{f_p} tg(\beta + \rho_C)}. \tag{5.6}$$

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів, як радіус спіралі R, кут її підйому β, коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача f_p, частота обертання спіралі було проведено розрахунок, на основі яких побудовані графічні залежності (рис. 5.2). По отриманих результатах встановлено, що частота обертання спіралі повинна бути більшою, відповідно чим більше значення кута підйому спіралі і менший її радіус та менший коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава.

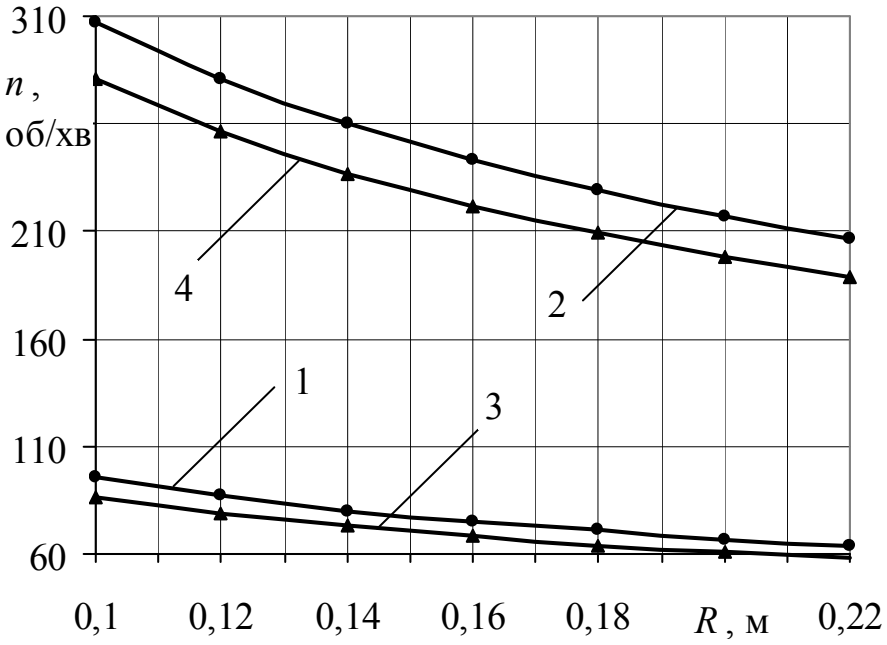


Рис. 5.2. Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса $n = f(R)$ при різних значеннях кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава: 1 – (β = 16°, f_p = 0,15); 2 – (β = 20°, f_p = 0,15); 3 – (β = 16°, f_p = 0,18); 4 – (β = 20°, f_p = 0,18)

Крутний момент на шнекові визначаємо за виразом [17] :

$$M = N_1 \cdot R\left(\sin\alpha + f_1 \cos\alpha\right) + N_2 R f_2. \tag{5.7}$$

де M - крутний момент, Н·м; N_1, N_2 - нормальні реакції відповідно від поверхонь шнека та кожуха, Н; f_1 - коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека; f_2 - коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха; R - радіус спіралі.

Швидкість просипання вантажу через отвір захисного наконечника визначають за формулою [29, 45]:

$$V_з = \lambda \cdot \sqrt{3{,}2 \cdot g \cdot R}\,, \tag{5.8}$$

де λ - коефіцієнт просипання; R - гідравлічний радіус випускного отвору (відношення площі до периметру отвору); g - прискорення земного тяжіння.

Провівши відповідні перетворення, отримуємо залежність з якої можна визначити радіус отвору просипання [104]:

$$R = \sqrt[5]{\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot \left(D_{ж}^2 - d^2\right)}{25{,}6 \cdot k_з^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}\,. \tag{5.9}$$

Визначивши радіус отвору, можна через рівність площ визначити ширину прямокутного отвору з залежності:

$$l = \frac{\pi}{a}\left[\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot \left(D_{ж}^2 - d^2\right)}{25{,}6 \cdot k_з^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}\right]^{2/5}. \tag{5.10}$$

Використовуючи дані залежності, можна забезпечити потрібні конструктивні розміри отворів просипання насадок і добитися максимальної продуктивності ГК при дотриманні встановлених норм виконання технологічного процесу транспортування.

5.2. Комп'ютерне моделювання для вибору раціональних конструктивних параметрів вертикального гвинтового робочого органу

Проведено комп'ютерна модель робочого органу ГК за допомогою пакету прикладних програм було створено. Загальний гвинтового робочого органа ГЗ представлено на рис. 5.3.

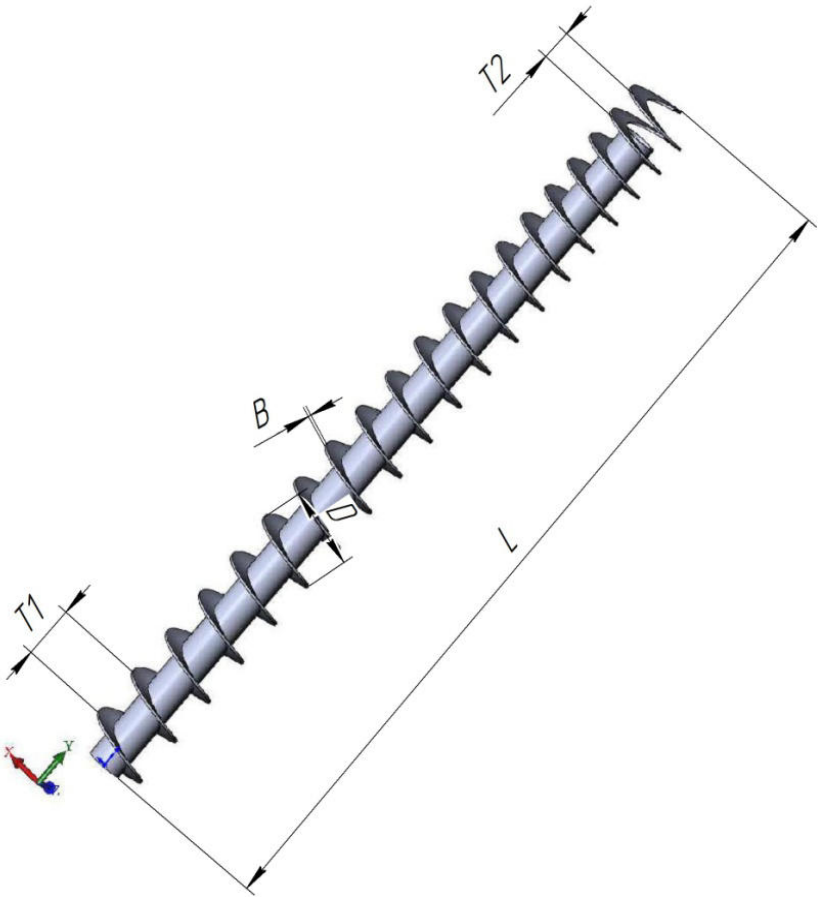


Рис. 5.3. Модель секції та схема розрахунку

Для розрахунку кута закручування секції φ та одержання графічних залежностей від крутного моменту було зроблено моделювання відповідних за відповідних умов досліду. Один проміжний елемент жорстко закріплювали (на рис. 5.4 знизу), а до іншого прикладали крутний момент (на рис. 5.4 зверху).

Змінними були наступні параметри: крок спіралі T_1 - T_2; товщина гвинтової спіралі секції В; прикладений крутний моменту T.

У прикладній програмі одержано графічне відтворення переміщення компонентів робочого органу (рис. 5.5), напружений стан компонентів робочого органу (рис. 5.6) та деформації компонентів робочого органу (рис. 5.7) під дією прикладеного крутного моменту.

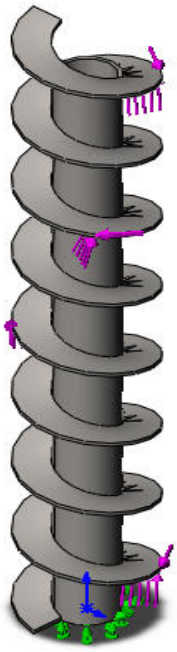


Рис. 5.4. Модель зібраної секції з прикладеним до неї навантаженням

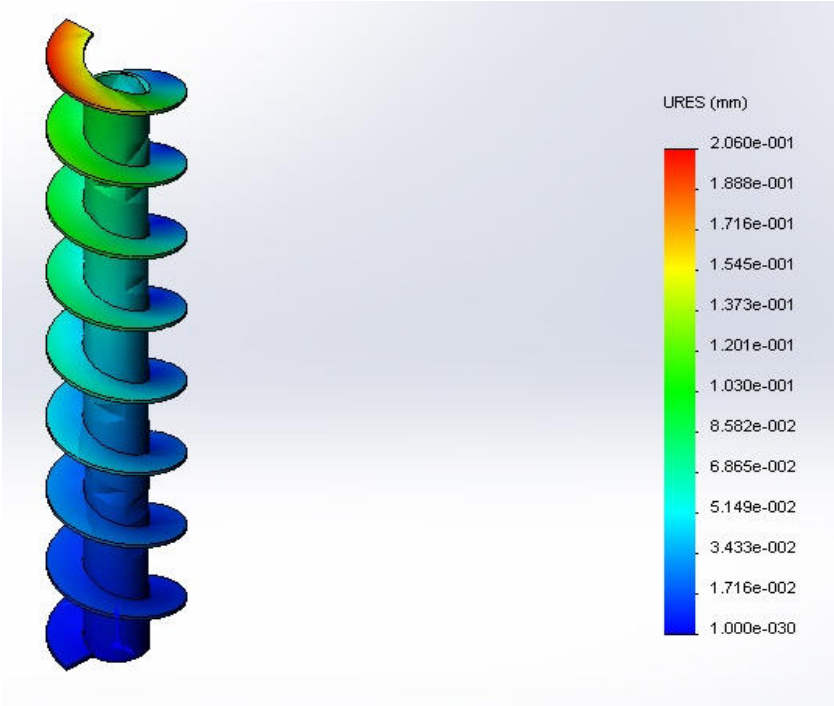


Рис. 5.5. Переміщення стану компонентів робочого органу під дією крутного моменту

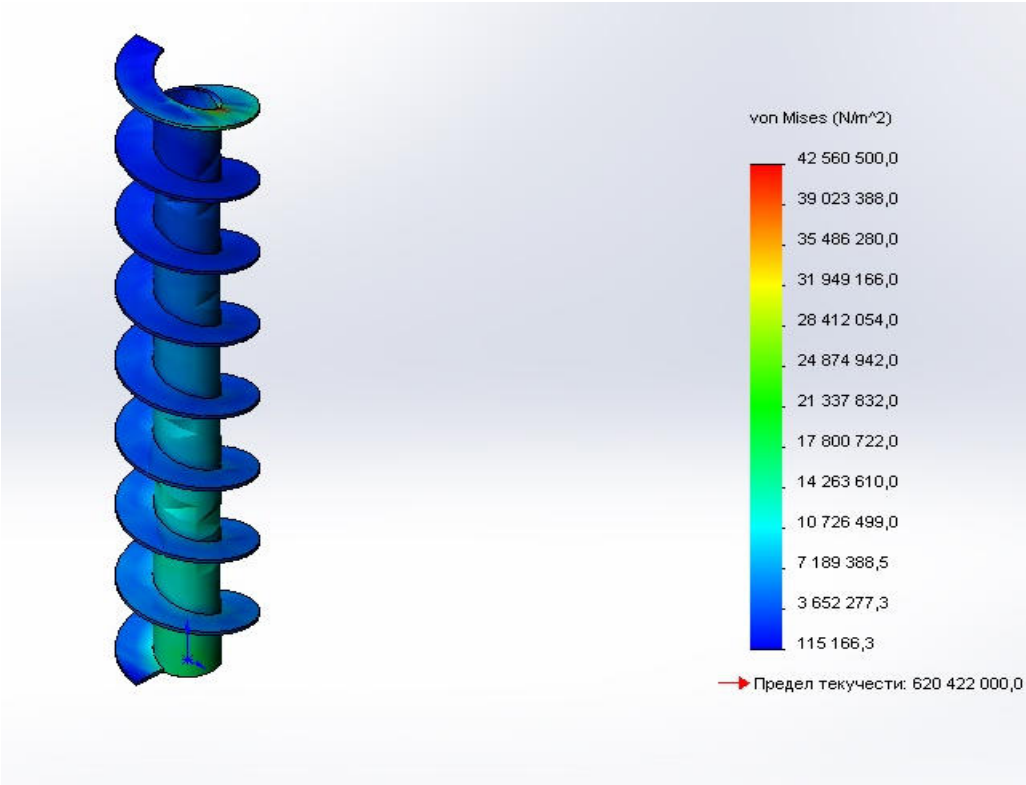


Рис. 5.6. Напруження стану компонентів робочого органу під дією крутного моменту

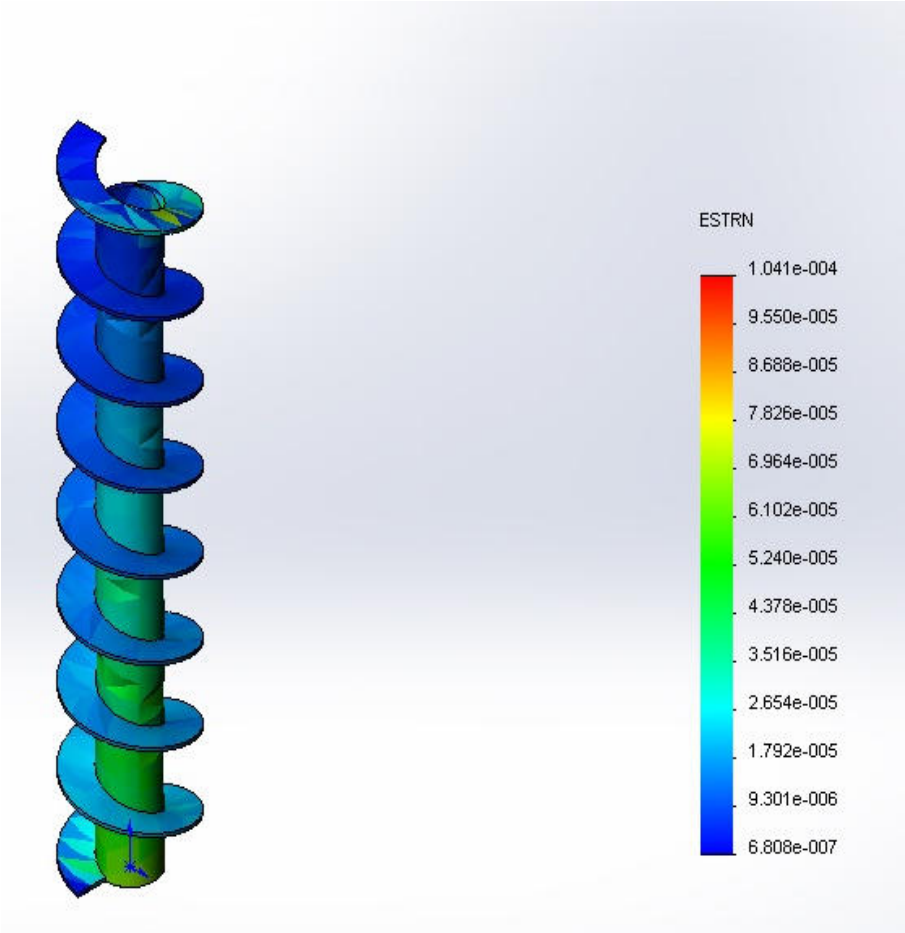
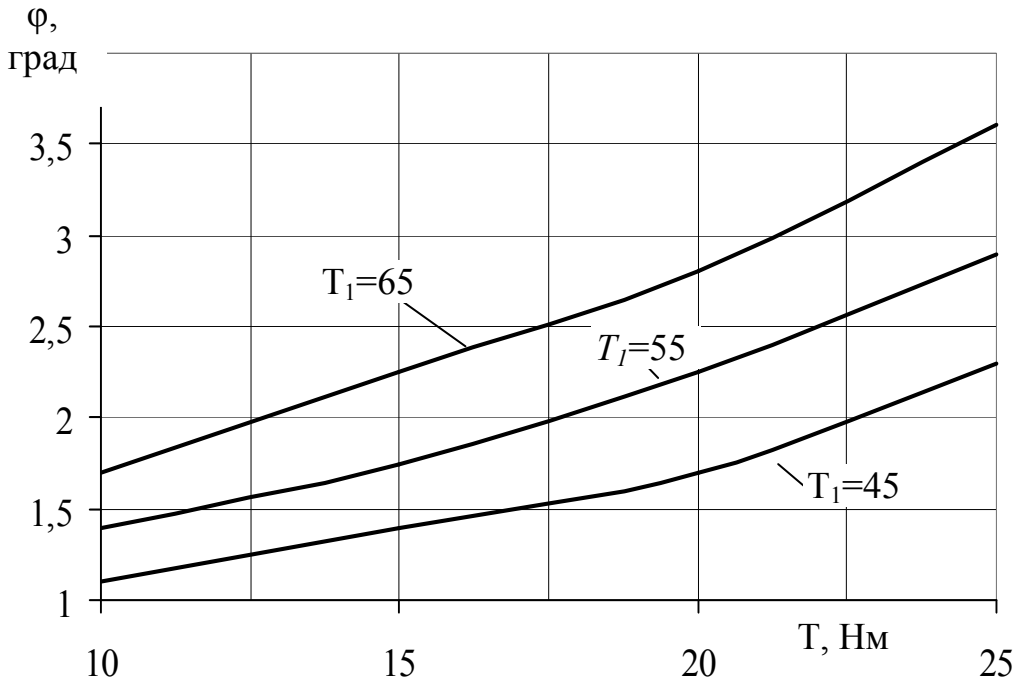
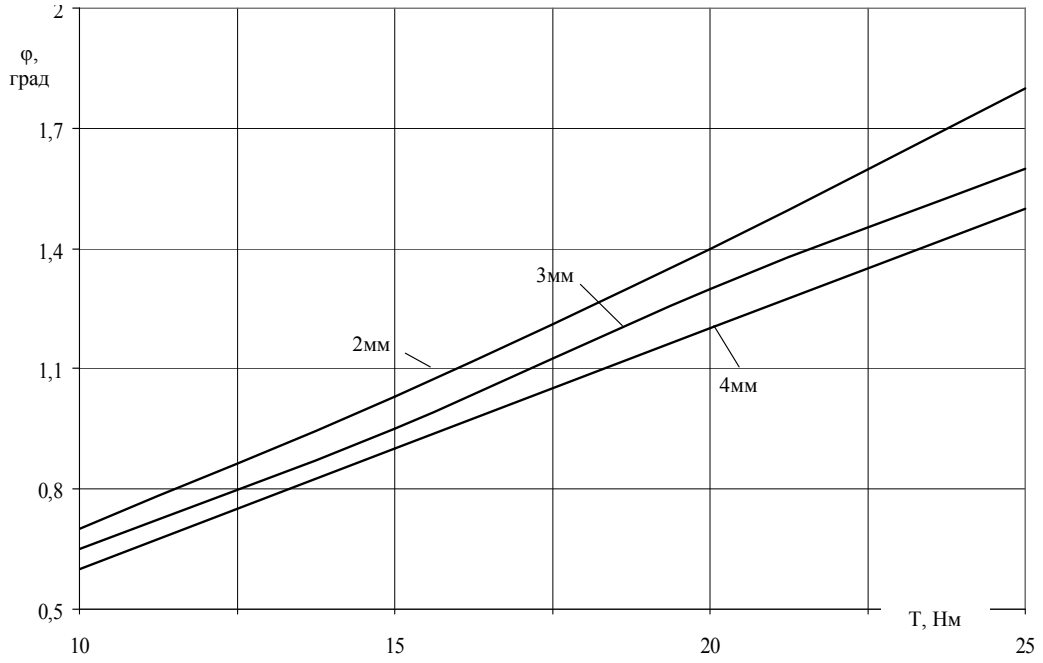


Рис. 5.7. Деформації стану компонентів робочого органу під дією крутного моменту

За отриманим значеннями розраховували кут закручування спіралі φ при зміні кроку витків від 0,045 м до 0,065 м, товщини гвинтової спіралі секції B від 2 до 4 мм та значеннь прикладеного крутного моменту T. Відповідні графічні залежності показані на рис. 5.8.



а)



б)

Рис. 5.8. Графічні залежності кута закручування секції φ від зміни кроку гвинтової спіралі T_1 (а) та від зміни товщини гвинтової спіралі В.

Як видно із залежностей, при збільшенні крутного моменту зростає кут закручування гвинтової спіралі. Найбільше його зростання спостерігається для кроку основи РО T_1 = 65 мм, а найменше – для T_1 = 45 мм (рис. 5.8.а).

Встановлено (рис. 5.8.б), що крок гвинтової спіралі T_1 має набагато менший вплив на кут закручування секції φ порівняно із параметром В. Самі ж графічні залежності є близьким до лінійних.

При проведені комютерного моделювання результати відображаються близькими до експериментальних досліджень, які описані у підрозділі 3.4.

Внаслідок чого здійснено порівння одержаних результатів, що дозволяє здійснити висновок подібність одержаних значень та побудовати відповідні графічні залежності. Різниця між розрахунковим результатом та експериментальним знаходиться 11..15%.

5.3. Техніко-економічне обґрунтування виготовлення гвинтового завантажувача

В розділі проведено розрахунок економічної ефективності від зменшення енерговитрат на процес транспортування.

Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов’язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування, спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників. Застосування розробленого гвинтового завантажувача в порівнянні із базовим полягає зменшенні енерговитрат на процес транспортування, а також у зменшенні матеріаломісткості [27].

Вихідна потужность одержана у процентах в порівняні з номінальною потужностю двигуна, яка відтворювалася на персональному комп’ютері. Визначення потужності завантажувача на приводі визначали за залежністю:

$$N = N_{\%} \cdot N_{iii} / 100\% , \qquad (5.11)$$

де $N_{\%}$ – процентне співвідношення потужності електродвигуна при проведенні досліджень за даний момент часу, яке одержується з табличних чи графічних

даних програмного пакету, %; N_{iii} – номінальна потужність електродвигуна, 2,2 кВт.

Для нового: 0,26 кВт.

Для базового: 1,1 кВт.

Тоді різниця потужності становитиме:

$$N = 1{,}1 - 0{,}26 = 0{,}84 \text{ кВт.}$$

При тривалості роботи гвинтового завантажувача за добу - 8 год і кількості робочих днів за рік 240, економія електроенергії становитиме

$$W = N \times 8 \times 240 = 0{,}84 \times 8 \times 240 = 1612{,}8 \ кВт*год. \qquad (5.12)$$

При ціні електроенергії за 1 кВт.год – 2,1277 грн, (II клас для промислового тарифу з допустимою потужністю 750 кВА і більше) економічний ефект:

$$E = 1612{,}8 \times 2{,}1277 = 3431{,}55 \ грн.$$

Економічна ефективність розрахована із можливістю зменшенням матеріаломісткості для ефективної розробки гвинтового завантажувача.

Гвинтовий конвеєр взято за базовий, який буде використано у різних сфера підприємств при транспортуванні сипких матеріалів. Підвищення частоти обертання шнека до певної величини дає можливість збільшення продуктивності цих пристроїв, адже, відомо, що великі кутові швидкості дозволяють збільшити відцентрову силу інерції в зоні завантаження, внаслідок чого зменшується коефіцієнт заповнення гвинтового конвеєра.

Вертикальний гвинтовий завантажувач взято, як базовий варіант і має такі параметри діаметру шнека D_1 = 0,15 м, крок гвинта T_2 = 0,14 м, діаметр вала шнека d_1 = 0,05 м, довжину забірної частини $l_0 = 2T_2$ = 0,3 м. Для транпортування сипкого матеріалу (пшениця) враховується густина ρ = 750 кг/м^3, коефіцієнт внутрішнього тертя f_0 = 0,47, коефіцієнт тертя шнека по

поверхні кожуха $f_1 = f_2 = 0{,}36$, максимальна продуктивність при частоті обертання $n = 680$ об/ хв., $Q = 26$ м^3/год, коефіцієнт продуктивності $K\ddot{I} = 0{,}29$.

Для визначення маси одного погонного метра гвинтового конвеєра визначаємо:

1. Геометричні параметри заготовки:

$$D_0 = d_0 + (D\text{-}d), \text{ м}, \tag{5.13}$$

$$d_0 = \frac{(D-d)\sqrt{T^2+(\pi d)}}{\sqrt{T^2+(\pi D)^2-\sqrt{T^2+(\pi d)^2}}}, \grave{\imath} \tag{5.14}$$

де D – зовнішній діаметр шнека, м; d – діаметр вала, м; S – крок шнека, м.

2. Визначення кута вирізу:

$$\beta = \frac{360(\pi d_0 - \sqrt{H^2+(\pi d)^2})}{\pi d_0}, град \tag{5.15}$$

3. Маса одного витка:

$$M_B = \left(\frac{\pi D_0^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4}\right)\left(\frac{360-\beta}{360}\right)\delta\rho, кг \tag{5.16}$$

де δ – товщина витка, м; ρ_i – густина металу. Приймемо $\rho_i = 7800$ кг/м^3.

4. Маса навивки шнека:

$$M_{шн} = \frac{L}{T_2} M_B, кг \tag{5.17}$$

де L – довжина шнека, м.

5. Маса вала шнека:

$$M_B = \frac{\pi d^2}{4} L\rho_м, кг \tag{5.18}$$

6. Маса кожуха гвинтового завантажувача:

$$M_K = \left(\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} \right) L\rho, кг \qquad (5.19)$$

де D_1, D_2 – зовнішні та внутрішні діаметри гвинтового завантажувача.

7. Маса гвинтового завантажувача, кг:

$$M_{об} = M_{шн} + M_к + M_в \text{ , кг} \qquad (5.20)$$

Дані розрахунку внесено в таблицю 5.1 .

Таблиця 5.1

Результати розрахунку матеріаломісткості гвинтового завантажувача

	D, м.	d, м.	T, м.	$M_к$,кг	$M_{шн}$, кг	$M_в$, кг	$M_{об}$, кг
Шнек 1	0,15	0,05	0,14	11,24	1,8	12,4	25,45
Шнек 2	0,096	0,028	0,065	5,34	2,14	4,8	12,28

Якщо довжина гвинтового завантажувача 2 м то маса базового завантажувача становить 50,9 кг, а запропонованого - 24,56 кг.

Визначення собівартості одного гвинтового завантажувача наведено:

$$C = C_м \cdot M \text{ ,} \qquad (5.21)$$

де $C_м$ – визначення питомої вартості одного кілограма машини аналогічного призначення і конструктивної складності, грн; M – маса гвинтового завантажувача, кг.

Враховуючи $C_м = 211,7$ *грн/кг*, базова вартість завантажувача буде становити 10775,53 грн, а вартість запропонованого завантажувача - 5199,35 грн. За рахунок зменшення матеріаломісткості економічний ефект від впровадженого завантажувача, буде становити 5576,18 грн.

Загальна економічна ефективність для одного гвинтового завантажувача від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить:

$$E = E_1 + E_2 = 3431{,}55 + 5576{,}18 = 9007{,}73 \text{ грн.}$$

5.4. Висновок

1. Приведені гіпотези і технічні ідеї, які необхідно реалізувати для покращення конструкцій гвинтових завантажувачів з двох трасовим переміщенням сипких матеріалів, які закладені в розроблену конструкцію гвинтового завантажувача. Приведені аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів, які можуть і використовуватися в якості завантажувачів змішувачів.

2. Наведені залежності показали, що при збільшенні крутного моменту зростає кут закручування гвинтової спіралі. Найбільше його зростання спостерігається для кроку основи РО T_2 = 65 мм, а найменше – для T_2 = 45 мм .

Встановлено, що крок гвинтової спіралі T_1 має набагато менший вплив на кут закручування секції φ порівняно із параметром В. Самі ж графічні залежності є близьким до лінійних. Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 11..15%.

3. Очікуваний економічний ефект від впровадження нової конструкції гвинтового завантажувача за рахунок зменшення матеріаломісткості становитиме приблизно 5576,18 грн. Загальна економічна ефективність для одного гвинтового завантажувача від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить 9007,73грн

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена науково-прикладна задача, яка полягає в підвищенні конструктивно-кінематичних характеристик гвинтових завантажувачів сипких матеріалів шляхом розроблення нової конструкції гвинтового завантажувача з пересипом та обґрунтування раціональних режимів її роботи із формуванням умов, що сприяють підвищенню мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів при стабільній продуктивності без зростання питомих енерговитрат.

2. На основі отриманих аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри для мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки завантажувача з пересипом. Встановлено, що мінімальне зусилля подачі матеріалу зростає із збільшенням кута нахилу крутонахиленої вітки, і для зменшення мінімального зусилля подачі матеріалу на 5% - 7% шнек горизонтальної вітки необхідно розміщувати під невеликим додатнім кутом нахилу до горизонталі, що коливається в межах від 3 до 20 градусів.

3. Розроблено математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача з пересипом, яка враховує геометричні, кінематичні та фізико-механічні характеристики системи та отримано диференціальне рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача. Встановлено, що на динамічний процес завантажувача впливають як кутова швидкість обертання шнека, так й основні характеристики сипкого матеріалу. Вплив швидкості руху більшою мірою проявляється для випадку більших значень кількості руху сипкого матеріалу.

4. Отримано аналітичні залежності для описання амплітудо-частотної характеристики згинальних коливань віток гвинтового завантажувача як для нерезонансного, так і для резонансного випадків. Встановлено, що амплітуда робочих органів переходу через резонанс для більшої їх довжини є більшою і одночасно для більших значень кількості руху зернової суміші – меншою. Зокрема, зростання кількості руху зернової суміші від 250 кг·м/с до 375 кг·м/с

спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс на 30%. Встановлено, що резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у декілька разів перевищують резонансні напруження “статичного пружного тіла” (яке не обертається), що і є базою для ураховування динамічного коефіцієнту запасу міцності.

5. Розроблено конструкцію гвинтового завантажувача та експериментальної установки з використанням перетворювача частоти. В процесі проведення експериментальних досліджень з визначення продуктивності Q гвинтового завантажувача змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n, об/хв.); кут його нахилу до горизонту (α_1, град); висота транспортування (H_1, м). Найбільша продуктивність становить 7,86 т/год, при цьому потужність на приводі гвинтового завантажувача складає 0,55 кВт. Мінімальне значення продуктивності при транспортуванні ячменю складає 1,73 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту. В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу і його транспортування проходить переважно по руслу жолоба. Тобто із збільшенням зазору зростає мінімальне значення кутової швидкості, при якій проходить стабільний процес транспортування.

6. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень продуктивності гвинтового завантажувача від величини приросту кроку шнека на одному витку ΔT_2, кута нахилу крутонахиленої вітки α_1 та частоти обертання шнека n у межах зміни вхідних факторів ($0{,}0065 \le \Delta T_2 \le 0{,}0045$ (м); $30 \le \alpha_1 \le 60$ (град); $348 \le n \le 696$ (об/хв)), визначено раціональні параметри перевантажувача, які для транспортування технічної солі складають: $\Delta T_2 = 0{,}056$ м; $\alpha_1 = 38$ град; $n = 550$ об/хв при $D_1 = 0{,}12$ м ; $D_2 = 0{,}1$м ; $T_1 = 0{,}12$ м. Енергетичні характеристики перевантаження при цьому будуть: максимальна продуктивність 15,15 т/год, потужність на приводі – 1,1кВт.

7. Встановлено, що із збільшенням крутного моменту зростає кут закручування гвинтової спіралі. Найбільше його зростання спостерігається для кроку основи робочого органа T_1 = 65 мм, а найменше – для T_1= 45 мм . Крок гвинтової спіралі t_1 має набагато менший вплив на кут закручування секції φ порівняно із товщиною витка. Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей між розрахунковими та експериментальними значенями, які відрізняються в межах 11..15%.

8. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів та експлуатаційних показників роботи гвинтових завантажувачів. Встановлено, що економічний ефект від впровадження, за рахунок зменшення матеріаломісткості, становитиме приблизно 5576,18 грн, за рахунок зменшення енерговитрат 3431,55 грн, а загальна економічна ефективність становить 9007,73 грн. Технічна новизна розробок захищена 4 патентами України на корисні моделі, які знайшли використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

2. Алимов О.Д. Теория вертикальных шнековых механизмов / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, М.Т. Мамасаидов. – Фрунзе: Илим, 1978. – 186 с.

3. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М. : Высшая школа, 1985. – 516 с.

4. Анакин И. А. Анализ работы шнеков комбайна / И. А. Анакин // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. – №1. – С. 24–26.

5. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.

6. Белый И. В. Основы научных исследований и технического творчества / И. В. Белый, К. П. Власов, В. Б. Клепиков. – Х. : Вища школа, 1989. – 200 с.

7. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.

8. Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обгрунтування 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.

9. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Боголюбов Николай Николаевич, Митропольский Юрий Алексеевич. – М.: Наука, 1974. – 501 с.

10. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 536 с.

11. Вартабедян В. А. Загальна електротехніка / В. А. Вартабедян. – 3-є вид., переробл. і доп. – К. : Вища школа, 1979. – 320 с.

12. Василенко П. М. Основы научных исследований / П. М. Василенко, Л. В. Погорелый. – К. : Вища школа, 1985. – 266 с.

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

14. Василенко П.М. Механизация и автоматизация процесов приготовления и дозирования кормов / П.М. Василенко, И.И. Василенко. – М.: Агропромиздат, 1985. – 224 с.

15. Вейнц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейнц. – Л. : Машиностроение, 1969. – 368 с.

16. 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.

17. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

18. Гевко І. Б. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, Л.М. Слободян, О.А. Круглик // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків, 2018. – №11. – С.144-152.

19. Гевко Б.М. Отимізація параметрів швидкохідних конвеєрів / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Л.Р. Рогатинська // Вісник інженерної академії України. – 2014. – Вип.2. – С. 169–175.

20. Гевко Р. Теоретические исследования движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера / Р. Гевко, А. Токарчук // Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszow, – MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2013. Vol.15. № 4. 270-277.

21. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

22. Гевко І. Б. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів / Гевко І. Б., Тарасюк Ю. М., Клендій В. М. // Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та машинообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство») «Наукові нотатки». – Випуск 44. – Луцьк : ЛНТУ, 2014. – С. 57–62.

23. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / І. Б. Гевко. – Луцьк, 1997. – 18 с.

24. Гевко І. Взаємозв’язок між конструктивними характеристиками гвинтових механічних систем і захисних механізмів та характеристики навантаження / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 217–225.

25. Гевко І. Дослідження характеристик приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин з конусними запобіжними муфтами / І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, № 2. – С. 73–79.

26. 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.

27. 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.

28. Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва методи / М.Р.Гевко — Тернопіль, 2013. — 23 с.

29. Гевко Ів. Б. Розробка та обґрунтування конструкцій завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / Ів. Б. Гевко, В. З. Гудь, Т. С. Дубиняк // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, Тернопіль, 2017. – С. 15.

30. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л. : Химия, 1975. – 230 с.

31. Горошко О.А. О продольных колебаниях балки с подвижным экипажем / Горошко О. А. // Прикладная механика. – 1978. – 14. – №8. – С.70–78.

32. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : МАШГИЗ, 1959. – 180 с.

33. Григорьев А. М. Винтовые конвееры. – М. Машиностроение., 1972. – 184 с.

34. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств / И. Э. Груздев, В. Г. Мирзоев, В. И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.

35. Гуляев В. И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволенейных стержней. - К.: Наукова думка, 1992. – 344 с.

36. Гурик О. Я. Обгрунтування 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.

37. Грудовий Р. С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Р. С. Грудовий . – Вінниця, 2013. – 20 с.

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

39. Дмитрів Д. В. Розробка конструкції та обгрунтування 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.

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. Доценко П.Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода / П. Д. Доценко // Прикладная механіка. – 1971. – Вип.3. – С.85–91.

42. Дослідження резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача-змішувача / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян, О.П. Марунич // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кропивницький : ЦНТУ, 2017. - Вип. 47, ч. 2. - С. 48-57

43. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.

44. Експериментальне обладнання для дослідження механічних систем / [І. Гевко, І. Брощак, В. Сай та ін.] // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2011. – Т. 16, № 1. – С. 96–104.

45. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / І. В. Луців, Ів. Б. Гевко, В. З. Гудь, Т. С.Дубиняк // «Перспективні технології та прилади» м. Луцьк червень 2017 р. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – С. 115–121.

46. Зуев Ф. Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий / Ф. Г. Зуев, Н. А. Лотков, А. И. Полухин. – М. : Колос, 1978. – 264 с.

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

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

49. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.

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

51. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – изд. 5-е, перераб. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.

52. Изотов Е. И. Исследование динамики привода и предохранительных устройств кривошипных прессов : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.02.09 «Долговечность и надежность машин» / Е. И. Изотов. – М., 1963. – 23 с.

53. Иоффе А. Д. Теория экспериментальных задач / А. Д. Иоффе, В. М. Тихомиров. – М. : Наука, 1974. – 479 с.

54. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 412 с.

55. 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.

56. 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.

57. Каудерер Г. Нелинейная механика / Каудерер Г.: [пер. с нем. Я. Г. Пановко]. – М.: ИЛ, 1961. – 777 с.

58. Кищенко А. И. Исследование винтового конвейера с импульсным вращеним : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.05.05 «Подемно-транспортные машины» / А. И. Кищенко. – Челябинск, 1972. – 22 с.

59. Куцин Л.М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах: Автореф. дис...д-ра техн. наук: /Институт сельхозмашиностроения. -Ростов-на-Дону, 1982. -38с.

60. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики/ Кошляков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М. – М.: Высшая школа, 1970. – 710 с.

61. Коловский М. З. Динамика машин / М. З. Коловский. – Л. : Машиностроение, 1989. – 263 с.

62. Комаров М. С. Динамика машин и механизмов / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 341 с. (6.г2)

63. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 10 с. – (Національний стандарт України).

64. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.

65. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины / В. В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.

66. 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.

67. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с.

68. Ловейкін В. С. Моделювання та керування навантаженням гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Праці І Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 163– 169.

69. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.

70. 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.

71. Лопаткин М. Г. Крутящий момент при выключении кулачковых предохранительных муфт / М. Г. Лопаткин. – Москва : Станки и инструмент, 1968. – № 2. – 23 с.

72. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин :. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 « машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.Л. Ляшук. – Тернопіль, 2015. – 451 с.

73. Ляшук О.Л. Дослідження резонансних коливань гнучких трубчастих скребкових конвеєрів двомірніх елементів [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – 2013. – Вип.2(37). – С.73–78.

74. Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.

75. Мельничук А.Л. Обґрунтування конструкції та параметрів полого нахиленого гвинтового конвеєра з обертовим кожухом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 “Піднімально-транспортні машини” / А.Л. Мельничук. – Тернопіль, 2018. – 25 с.

76. Мартинців М. П. Одне узагальнення методу Д’Аламбера для систем, які характеризуються поздовжнім рухом/ М. П. Мартинців, М. Б. Сокіл //

Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УДЛТУ, 2003. – Вип. 13.4. – С. 64–67.

77. Марунич О. Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом / Олександр Марунич, Любомир Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018. – Т. : ТНТУ, 2018. – С. 131–132. – (Сучасні технології в машино- та приладобудуванні).

78. Малков В. П., Угодчиков А. Г. Оптимизация упругих систем. - М.: Наука, 1981. – 288 с.

79. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В. И. Плавинского. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.

80. Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных/ Ю. А. Митропольский., Б. И. Мосеенков– Киев: Вища школа, 1976. – 84 с.

81. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б. М. Гевко, М. Г. Данильченко, Р. М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

82. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [В. С. Ловейкін, Ю. В. Човник, М. Г. Діктерук та ін.]. – К. : вид-во РВВ МДАУ. – Миколаїв, 2004. – 286 с.

83. Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики: [Учеб. пособие для ун-тов] / Моисеев Н.Н. [2-е изд., перераб.]. – М.: Наука, 1981. – 400

84. Никифоров С.Н. Сопротивление материалов/ Никифоров С.Н. –М.: Высшая школа, 1966.-584 с.

85. Нелінійні коливання вертикальної вітки завантажувача–змішувача із урахуванням руху вздовж нього зернової суміші / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, М. Б. Сокіл, В. М. Клендій, Л. М. Слободян // Наукові нотатки. - 2018. - Вип. 61. - С. 118-126.

86. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

87. Павловский М.А. Теоретическая механика: для студ. втузов/ М.А. Павловский, Т.В. Путята– К.: Вища школа, 1985. – 328 с.

88. Пат. 108267 Муфта запобіжна Гевко Б. М., Марчук Р. В., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Босюк П. В. 2016.7.11 номер заявки № u201600393.

89. Пат. на кор. модель 124006 Україна, МПК G01M 13/02, B65G 33/00. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201711055; заявл. 13.11.2017; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5.

90. Пат. на кор. модель 125652 Україна, МПК B65G 33/00. Гвинтовий змішувач-завантажувач / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201711062; заявл. 13.11.2017; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10.

91. Пат. на кор. модель 128019 Україна, МПК B65G 33/00. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201803752; заявл. 06.04.2018; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16.

92. Пат. на кор. модель 128417 Україна, МПК B65G 33/00, B65G 33/34 Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Марунич О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Марунич О.П. – 201805638; заявл. 21.05.2018; опубл. 10.09.2018, Бюл. № 17.

93. 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. - 20с.

94. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження / Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с.

95. 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.

96. Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.04. / Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1964. -26с.

97. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

98. Попов Е. М. Исследование динамики привода и предохранительных муфт сельскохозяйственных машин при перегрузках : автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук : спец. 05.20.04 «Сельськохозяйственные и милиоративные машины» / Е. М. Попов. – Воронеж, 1970. – 22 с.

99. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія/ Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій, О.М. Клендій, А.О. Вітровий. – Тернопіль: Астон, 2018. –180 с.

100. Приводы машин. Справочник // [под ред. В. В. Длоугого]. – Л. : Машиностроение, 1982. – 383 с.

101. 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.

102. 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.

103. Рогатинська О. Р. Обгрунтування 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.

104. 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.

105. Рогатинський Р. М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.

106. Рогатинський Р.М. та інші. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. / Рогатинський Р.М., Гевко Б.М., Дячун А.Є., Тернопіль, 2014. – 280 с.

107. Сокіл М. Б. Визначення на основі руху оптимальних нелінійних характеристик систем, які описуються рівнянням Клейна-Гордона / М. Б. Сокіл, О. І. Хитряк // Автоматизація виробничих процесів в машинобудуванні і приладобудуванні. - Львів. - 2010. - № 44. - С.57-61.

108. Сокіл Б. І. Вимушені коливання гнучких трубчастих тіл, вздовж яких рухається суцільний потік середовища / Б. І. Сокіл, М. Б. Сокіл // Вісник НУ «Львівська політехніка» Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2017 - № 866. - с. 60-65.

109. Слободян Л.М. Гвинтовий завантажувач-змішувач з пересипом/ Л.М. Слободян Т.Б., Пиндус // Обладнання і технології сучасного машинобудування: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої пам’яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої

школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича. 11–12 травня 2017року, м. Тернопіль, Україна. С.159-160.

110. Слободян Л.М. Транспортно-технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / І.Б. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2017. – Вип. №7. − С. 38-42

111. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів /Ляшук О.Л., Клендій В.М., Гурик О.Я., Слободян Л.М.// Вісник Житомирського державного технологічного університету, 2017. Серія: Технічні науки. Випуск 2 (80). Т. 1. С.40-44

112. Слободян Л.М. Дослідження технологічного процесу завальцювання кульок у направляючих транспортних механізмів / Л.М.Слободян, В.М.Клендій, П.В. Казмірчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільского господарства імені Петра Василенка, 2017. № 181. С. 315-321

113. Слободян Л. Стенд для дослідження перевантаження сипкого матеріалу з горизонтальної на вертикальну вітки / Любомир Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 165. – (Сучасні технології в машино- та приладобудуванні).

114. Слободян Л.М., Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів / Л.М. Слободян, В.З. Гудь, О.П. Марунич //Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. – Вип. 40. – Луцьк, 2018.– С.56-66

115. Слободян Л.М. Технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / Л.М. Слободян // Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. – Вип. 40. – Луцьк, 2018.– С. 107-114

116. Соколов А. Я. Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств / А. Я. Соколов. – М. : Пищевая промышленность, 1964. – 214 с.

117. Слободян Л.М. Класифікація гвинтових завантажувачів транспортних засобів / Л.М. Слободян // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28-29 листопада 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – Том 1. – С. 161–162.

118. Слободян Л.М. Особливості конструкцій гвинтових завантажувачів машин / Б.М. Гевко, Л.М. Слободян, О.П. Марунич, В.В. Гупка // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків, 2018. – №12.– С. 125-129.

119. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання/ О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – 167 с.

120. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів / О.Л. Ляшук, О.Р. Рогатинська, Л.М. Слободян, В.З. Гудь, В.М. Клендій, В.В. Гупка // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2019. – Вип. 198. – С. 226-233.

121. Тесля В. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Володимир Тесля, Любомир Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам’яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 170–171. – (Сучасні технології в машино- та приладобудуванні).

122. Хозина П. И. О коэффициенте наполнения винтовых транспортеров / П. И. Хозина журнал Саратовского института механизации сельського

хозяйства. – 1965. – №31. – С. 60-67Турпаев А. И. Винтовые механизмы и передачи / А. И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. – 223 с.

123. Флик Э. П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / Э. П. Флик. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

124. Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biegsne Schnecke fur Scneckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.

125. Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrictung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.

126. Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. Schneckenforder. Anmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

127. 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.

128. Finan J. S., Hurley W. J. Transitive calibration of the AHP verbal scale / J. S. Finan, W. J. Hurley // European Journal of Operational Reseaarch. – 1999. – V.112.

129. Theoretical backgrounds of screw loaders operation with pouring into another container / Andrii Diachun and at. /lhor Hevko, Dmytro Shmatko, Olena Skyba, Liubomyr Slobodian, Olexandr Marunych //. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2017. Vol.19. No.2. p.47-51.

130. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture / Lyashuk O.L., Sokil M.B., Klendiy V.M., Skyba O.P., Tretiakov O.L., Slobodian L.M., Slobodian N.O. // INMATEH – Agricultural Engineering – 2018. – Vol. 55, No. 2 – P. 35 – 44. SCOPUS

131. Hevko B.M., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Tarasyuk Y.M. – High–speed conveyor parameters optimization. `INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2014. Vol. 43. № 2. PP. 103 – 111.

132. Hansen F. Konstruktionswissenschaft-Grundlagen und Methoden-Berlin: VEB. Verlag, 1976. – 165 S.

133. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader / Karaganda State University Publishing house // [I. Hevko, O. Lyashuk, M. Sokil, L. Slobodian, V. Hud, Yu. Vovk] – Karaganda, 2019. - № 2 (94) – Ст. 73-81.

134. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches / I. V. Lutsiv, Iv. B. Hevko, O. L. Lyashuk, Dubynyak T. S. // INMATEH – Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest. 2017. Vol. 51, № 1, PP. 69–76.

135. Kalpakjian, Serope. Manufacturing engineering and tecnology. USA:Addison-Wesley Publishing Company, 1989.

136. Koller R. Konstruktionsmethode für den Maschinen-Geräte-und apparatebau-Berlin: Springer-Verlag, 1976. – 184 S.

137. Loveykin V. Screw feeder: optimization of motion modes considering that the moments of resistance forces change under linear law / V.Loveykin, A.Javors'ka // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2012. – Vol. 14, No. 3. – Pp. 40–46.

138. Stotsko Z. Das Unlinear parametrischmodell der Dreimassenmaschienen fur die Vibrationsvolumenbehandlung und ihre Streuladung / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // Kwartalnik Naukowo – Techniczny Maszyny dzwigowo – transportowe. – Bytom Poland. – 2000. – №3 – pp. 50 – 62.

139. Topilnysky V.,D. Modeling the dynamics of vibratory separator of the drum type with concentric arrangement of sieves./ Topilnysky V.,D. Rebot,M. Sokil,O.Velica, S. Lasrovska,I. Verkhola, R. Kovalchuk, L. Dzyubyk. / Eastern – European Journalof enterprise Technologies №2/7 (86). – 2017. –p.26-35.

140. Verguts H.The pure plastic bending of laminated sheet metals. / H.Verguts, R.// Sowerby International Journal of Mechanical Sciences, v. 17, no1. – 1975. –p.31-51.

141. Worden Kazakoff K. Nonlinear motions of a vibration separator system / A. B. and K. Worden Kazakoff. // The Shock & Vibration Digest. – 33. no. 1. – 2001. – p. 89 – 96.

ДОДАТКИ

Додаток А

Патенти на корисні моделі

УКРАЇНА

(19) UA (11) 124006 (13) U

(51) МПК (2018.01)
G01M 13/02 (2006.01)
B65G 33/00

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 11055

(22) Дата подання заявки: 13.11.2017

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.03.2018

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.03.2018, Бюл.№ 5

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA),
Слободян Любомир Михайлович (UA),
Марунич Олександр Петрович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46024 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46400 (UA),
Слободян Любомир Михайлович,
вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 47722 (UA),
Марунич Олександр Петрович,
вул. Злуки, 13/20, м. Тернопіль, 46010 (UA)

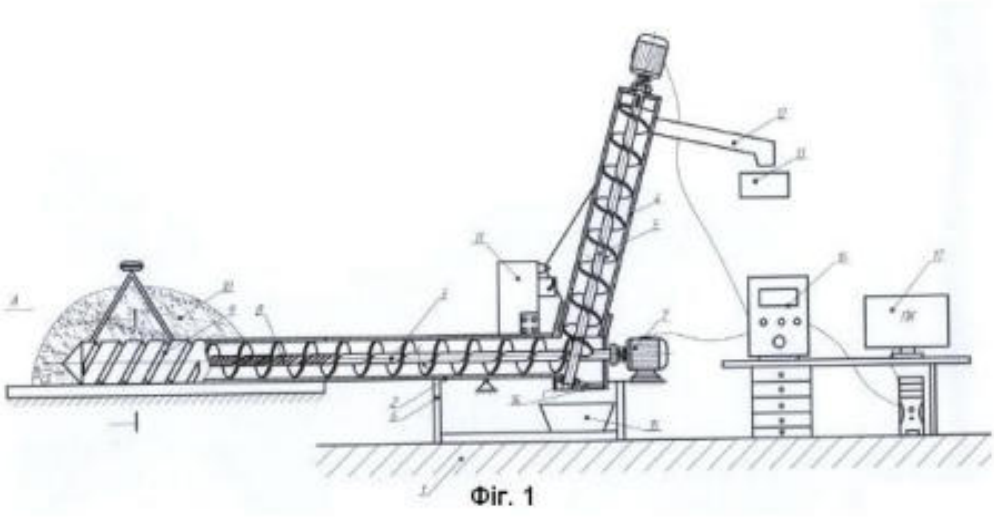
(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ

(57) Реферат:

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів виконано у вигляді рами, горизонтального і вертикально нахиленого жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, пульта керування, ємкості для збирання сипких матеріалів, механізму переміщення завантажувача. На горизонтальній рамі встановлена підставка під горизонтальну секцію завантажувача з завантажувальним бункером, а правий кінець цієї секції під'єднаний до редуктора з двома вихідними кінцями, один з них - до приводу горизонтальної секції, а другий - до привідного вала вертикальної секції, яка знизу з'єднана з вихідним кінцем горизонтальної секції, яка встановлена під кутом. Крім цього до рами в зоні привода встановлено механізм регулювання кута нахилу вертикальної секції відомої конструкції, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток відомої конструкції для транспортування сипких матеріалів в ємкості, крім цього в кінці горизонтальної секції встановлено вивантажувальне вікно з заслінкою для проведення замірів потоків. Також до стенда під'єднані прилади для заміру потужності і продуктивності - Altivar і персональний комп'ютер.

UA 124006 U

UA 124006 U



Фіг. 1

UA 124006 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарських, піднімально-транспортних машин для переміщення сипких матеріалів при завантаженні і транспортуванні.

Відомий завантажувач зерна з висувним забірним транспортером шнека, який виконано у вигляді рами, горизонтального і вертикально нахиленого жолоба з гвинтовими робочими органами, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збирання сипких матеріалів і пульта керування, установчих і кріпильних елементів. (А. Пахолюк, В. Сподарик "Завантаження зерна із засіку" Вісник Львівського нац. аграрного у-ту. Агроінженерні дослідження №17, Львів 2013, рис. 7).

Основний недолік - обмежені технологічні можливості.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей виконання стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку, який виконано у вигляді рами, горизонтального і вертикально нахиленого жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, пульта керування, ємкості для збирання сипких матеріалів, установчих і кріпильних елементів, причому на горизонтальній рамі встановлена підставка під горизонтальну секцію завантажувача з завантажувальним бункером, а правий кінець цієї секції під'єднаний до редуктора з двома вихідними кінцями, один з них - до приводу горизонтальної секції, а другий - до привідного вала вертикальної секції, яка знизу з'єднана з вихідним кінцем горизонтальної секції, яка встановлена під кутом для сприяння процесу перевантаження сипкого матеріалу з горизонтальної до вертикальної секцій, крім цього до рами в зоні привода встановлено механізм регулювання кута нахилу вертикальної секції відомої конструкції, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток відомої конструкції для транспортування сипких матеріалів в ємкості, крім цього в кінці горизонтальної секції встановлено вивантажувальне вікно з заслінкою для проведення замірів потоків, також до стенда під'єднані прилади для заміру потужності і продуктивності - Altivar і персональний комп'ютер.

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів зображено на фіг. 1, фіг. 2 - вигляд по А на фіг. 1, фіг. 3 - переріз по Б-Б.

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів, виконано у вигляді рами 1, на яку встановлено завантажувальний горизонтальний кожух 2 з гвинтовим робочим органом 3, вертикальним кожухом 4, вертикальним гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний кожух 2 встановлено на рамі 1 на підставці 6 для сприяння процесу перевантаження сипкого матеріалу з горизонтального кожуха 2 до вертикальної секції 4.

Горизонтальна секція 2 через гвинтовий робочий орган 3 під'єднаний до приводу 7, оснащений гнучкою спіраллю 8 з конічним наконечником 9, який вводиться у купу сипкого матеріалу 10.

Вертикальний кожух встановлено під кутом до горизонту за допомогою механізму регулювання кута нахилу відомої конструкції 11, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток 12 відомої конструкції для транспортування сипкого матеріалу в ємкість 13.

Крім цього, в кінці вивантажувальної секції встановлено вивантажувальне вікно 15 з заслінкою для замірів потоку, а вихід сипкого матеріалу заміряємо при вивантаженні матеріалу з лотка 15.

До стенда під'єднані прилади для заміру потужності Altivar 16 і персональний комп'ютер 17.

Робота стенда для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів здійснюється наступним чином. Провівши цикл підготовчих операцій, включають стенд з пульта керування. При цьому закривають заслінку 14 для того, щоб встановити стабільний технологічний процес роботи стенда, і після чого засікають час і здійснюють процес подачі сипкого матеріалу в зону вивантаження через вивантажувальний лоток 12 в ємкість 13. Це перша серія експериментів роботи стенда, де за допомогою Altivara 16 і персонального комп'ютера 17 визначають його продуктивність і затрати потужності.

При другій серії дослідів закривають заслінку 14, включають стенд і доводять його роботу до стабільного. Після чого засікають час і відкривають заслінку, щоб сипкий матеріал надходив в ємкість 15 протягом 5 чи 10 хв. Її заміряють і заміряють потужність приводу і роботу всього стенда. Після чого встановлюють характеристику стенда.

В разі потреби, коли сипкий матеріал вибрали з купи 10 наконечником 9 переставляють в друге місце.

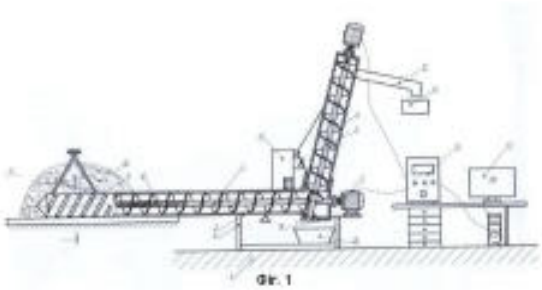
Слід відмітити те, що запропонований стенд можна використовувати як завантажувач, і при цьому необхідно закрити заслінку 14.

До переваг стенда належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

UA 124006 U

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів, який виконано у вигляді рами, горизонтального і вертикально нахиленого жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, пульта керування, ємкості для збирання сипких матеріалів, механізму переміщення завантажувача, який **відрізняється** тим, що на горизонтальній рамі встановлена підставка під горизонтальну секцію завантажувача з завантажувальним бункером, а правий кінець цієї секції під'єднаний до редуктора з двома вихідними кінцями, один з них - до приводу горизонтальної секції, а другий - до привідного вала вертикальної секції, яка знизу з'єднана з вихідним кінцем горизонтальної секції, яка встановлена під кутом для сприяння процесу перевантаження сипкого матеріалу з горизонтальної до вертикальної секцій, крім цього до рами в зоні привода встановлено механізм регулювання кута нахилу вертикальної секції відомої конструкції, а в зоні вивантаження вертикальної секції встановлено вивантажувальний лоток відомої конструкції для транспортування сипких матеріалів в ємкості, крім цього в кінці горизонтальної секції встановлено вивантажувальне вікно з заслінкою для проведення замірів потоків, також до стенда під'єднані прилади для заміру потужності і продуктивності - Altivar і персональний комп'ютер.



Фіг. 1

Фіг. 2

Фіг. 3

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

УКРАЇНА (19) UA (11) 125652 (13) U
(51) МПК (2018.01)
B65G 33/00

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: а 2017 11062
(22) Дата подання заявки: 13.11.2017
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2018
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.05.2018, Бюл.№ 10

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Слободян Любомир Михайлович (UA),
Клендій Володимир Михайлович (UA),
Марунич Олександр Петрович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Слободян Любомир Михайлович,
вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 47722 (UA),
Клендій Володимир Михайлович,
вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Марунич Олександр Петрович,
с. В. Омеляна, Рівненський р-н, Рівненська обл., 35360 (UA)

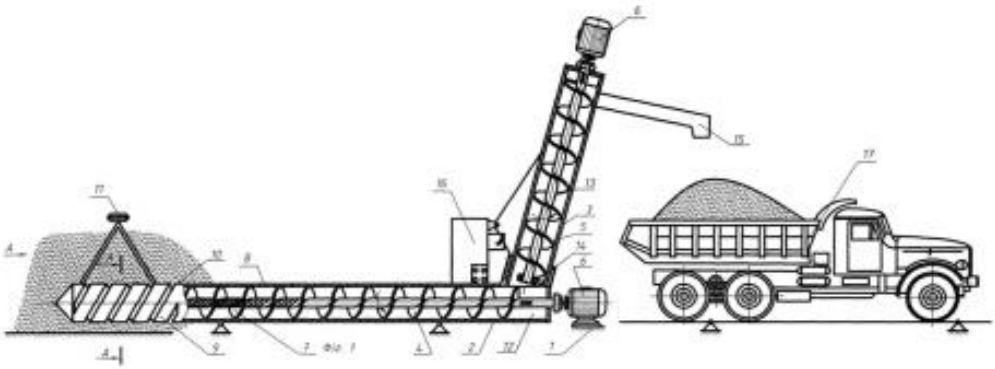
(54) ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ-ЗАВАНТАЖУВАЧ

(57) Реферат:

Гвинтовий змішувач-завантажувач виконано у вигляді рами, циліндричних, горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, пульта керування, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збору матеріалів, установчих і кріпильних елементів. Змішувач-завантажувач виконано зі змінними вертикальними гвинтовими робочими органами різної довжини і призначення. Нижній вертикальний кінець жолоба горизонтальної секції має кут нахилу у вертикальній площині 15...20° і його виконано у вигляді конічної форми з шарнірним ущільнюючим з'єднанням з можливістю зміни вертикального кута нахилу, який є у жорсткій взаємодії з аналогічним конічним нижнім кінцем вертикальної секції жолоба. Кінець горизонтального жолоба і початок вертикального кожуха з'єднані між собою жолобом і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипких матеріалів, нижньою основою якого є півкругла підставка на колесах з можливістю зміни положення об'єкта в процесі роботи і вона жорстко закриває очисне вікно змішувача-завантажувача під час ремонту і обслуговування всередині півкруглої опори, яка виконана у вигляді сферичного підшипника закритого типу відомої конструкції. До підставки жорстко під'єднано тягу і конічні опори.

UA 125652 U

UA 125652 U



Фіг. 1

UA 125652 U

Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортних і сільськогосподарських машин і може використовуватись у різних галузях народного господарства для переміщення і змішування сипких і зернових матеріалів.

Відомий завантажувач-змішувач гвинтового типу, який виконано у вигляді рами, циліндричних, горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, пульта керування, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збору матеріалів, установчих і кріпильних елементів (Патент № 99246 Україна "Завантажувач-змішувач гвинтового типу" Бюл. № 10, 2015).

Основним недоліком найближчого аналога є обмежені технологічні можливості і конструкція є недосконалою.

Задачею запропонованої корисної моделі є розширення технологічних можливостей і удосконалення конструкції.

Поставлена задача вирішується тим, що гвинтовий змішувач-завантажувач, що виконано у вигляді рами, циліндричних, горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, пульта керування, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збору матеріалів, установчих і кріпильних елементів, згідно з корисною моделлю, змішувач-завантажувач виконано зі змінними вертикальними гвинтовими робочими органами різної довжини і призначення, причому нижній вертикальний кінець жолоба горизонтальної секції, який має кут нахилу у вертикальній площині 15...20°, виконано у вигляді конічної форми з шарнірним ущільнюючим з'єднанням з можливістю зміни вертикального кута нахилу, який є у жорсткій взаємодії з аналогічним конічним нижнім кінцем вертикальної секції жолоба, крім цього кінець горизонтального жолоба і початок вертикального кожуха з'єднані між собою жолобом і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипких матеріалів, нижньою основою якого є півкругла підставка на колесах з можливістю зміни положення об'єкта в процесі роботи і вона жорстко закриває очисне вікно завантажувача-змішувача під час ремонту і обслуговування всередині півкруглої опори, яка виконана у вигляді сферичного підшипника закритого типу відомої конструкції, крім цього до підставки жорстко під'єднано тягу і конічні опори.

Гвинтовий завантажувач-змішувач зображено на фіг. 1, фіг. 2 вигляд по А на фіг. 1 і фіг. 3 - переріз по А-А на фіг. 1.

Гвинтовий завантажувач-змішувач виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 змінний короткої довжини, який має кут нахилу у вертикальній площині 15...20°, циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. Причому горизонтальний кожух 2 встановлено під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено на віддалі діаметра гвинтового робочого органу.

До кінця горизонтального завантажувального робочого органу секції 4 жорстко приєднана секція з змішувальним гофрованими елементами (на кресленні не показано) і гнучка гвинтова спіраль 7 з гнучким валом і з гнучким кожухом 8 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 8 жорстко встановлено циліндричний наконечник 9 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник 9 забезпечує не попадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому пересипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді гвинтових елементів 10, шириною більшою у 2-6 разів самих більших зернин транспортних матеріалів.

Наконечник 9 жорстко прикріплений до рукоятки 11 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу.

Горизонтальний кожух 2 і вертикальний змінний кожух 3 короткої довжини, з'єднані між собою ємністю 12 і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипкого матеріалу циліндричної форми, в який встановлено нижній кінець змінного вертикального гвинтового робочого органу.

Вал 13 вертикального змінного гвинтового робочого органу знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 14 з можливістю кругового провертання в ємкості 12 і зміни кута нахилу відомої конструкції, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском. Крім цього вертикальний вивантажувальний лоток 15 є у взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку відомої конструкції, яка створює відповідне тертя і сприяє жорсткому утримуванню вивантажувального лотка 15.

Вертикальний кожух 3 встановлено під кутом до горизонту за допомогою механізму регулювання кута його нахилу 16.

Робота завантажувача-змішувача гвинтового типу здійснюється наступним чином.

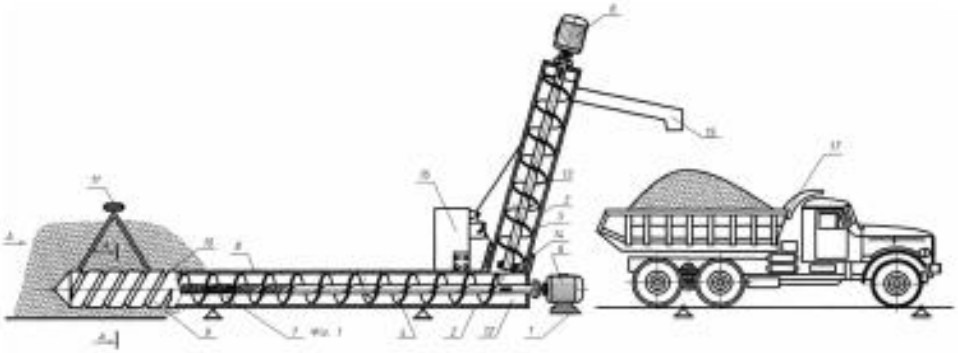
Кінець гнучкої спіралі 7 з гнучким кожухом 8 з наконечником 9 вводять в купу сипкого матеріалу разом з рукояткою 11. Після цього включають привід за допомогою пульта керування. За допомогою гнучкої спіралі 7 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2, де він інтенсивно змішується гвинтовим гофрованим робочим органом і подається в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 15 і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 17 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 11 переставляють в нове місце.

До переваг завантажувача-змішувача гвинтового типу належить розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці, зменшення травмування насіннєвого матеріалу і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності завантажувача. При цьому механізм може працювати в двох режимах як транспортер і як транспортер-змішувач, і тим самим забезпечує збільшення коефіцієнта його використання, а також змішувач-завантажувач може бути виконаний зі змінними вертикальними гвинтовими робочими органами різної довжини і призначення.

До переваг слід віднести розширення технологічних можливостей і удосконалення конструкції змішувача-завантажувача.

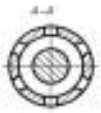
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гвинтовий змішувач-завантажувач, який виконано у вигляді рами, циліндричних, горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, приводу, пульта керування, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, ємкості для збору матеріалів, установчих і кріпильних елементів, який **відрізняється** тим, що змішувач-завантажувач виконано зі змінними вертикальними гвинтовими робочими органами різної довжини і призначення, причому нижній вертикальний кінець жолоба горизонтальної секції, який має кут нахилу у вертикальній площині 15…20°, виконано у вигляді конічної форми з шарнірним ущільнюючим з'єднанням з можливістю зміни вертикального кута нахилу, який є у жорсткій взаємодії з аналогічним конічним нижнім кінцем вертикальної секції жолоба, крім цього кінець горизонтального жолоба і початок вертикального кожуха з'єднані між собою жолобом і утворюють сприятливу об'ємну зону збірника сипких матеріалів, нижньою основою якого є півкругла підставка на колесах з можливістю зміни положення об'єкта в процесі роботи і вона жорстко закриває очисне вікно змішувача-завантажувача під час ремонту і обслуговування всередині півкруглої опори, яка виконана у вигляді сферичного підшипника закритого типу відомої конструкції, крім цього до підставки жорстко під'єднано тягу і конічні опори.



Фіг. 1

Фіг. 2



Фіг. 3

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

УКРАЇНА

(19) UA (11) 128019 (13) U

(51) МПК (2018.01)
B65G 33/00

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2018 03752

(22) Дата подання заявки: 06.04.2018

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.08.2018

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.08.2018, Бюл.№ 16

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Слободян Любомир Михайлович (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA),
Марунич Олександр Петрович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Слободян Любомир Михайлович,
вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Марунич Олександр Петрович,
вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 33000 (UA)

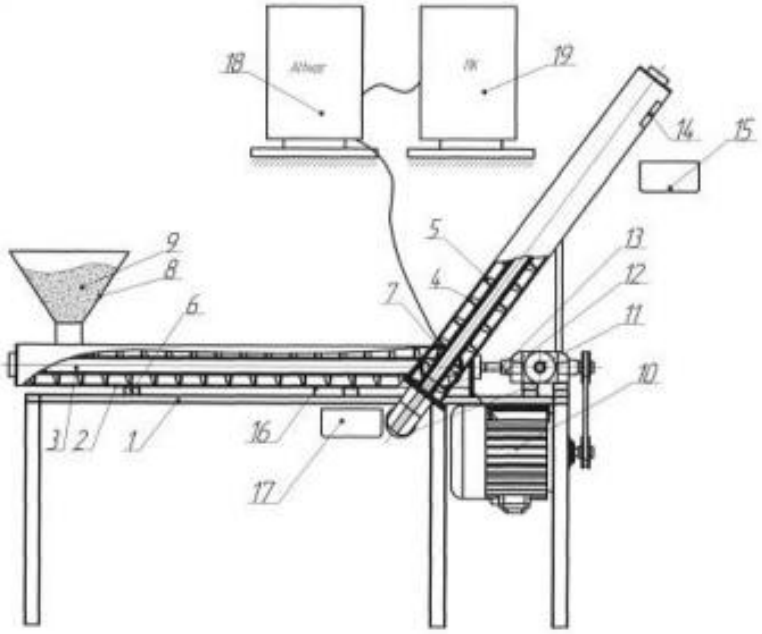
(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ З ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ НА ВЕРТИКАЛЬНУ ГІЛКУ

(57) Реферат:

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку, який виконано у вигляді рами, циліндричного горизонтального і вертикального жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів, приводів, двох гілок механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба, ємності для збору сипких матеріалів, пульта керування. Стенд оснащений одним приводом з подачею обертів одночасно на горизонтальну і вертикальну гілки через додатковий Г-подібний редуктор передачі, крім цього, продуктивність вертикальної гілки повинна бути не менше продуктивності горизонтальної гілки, в кінці горизонтальної сітки виконано вихідне вікно з шибером для заміру її продуктивності, стенд оснащений контрольними пристроями Altivar і персональним комп'ютером, крім цього, кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно є збільшеними в напрямку виходу матеріалу із нього.

UA 128019 U

UA 128019 U



Фіг. 1

UA 128019 U

Корисна модель належить до різних галузей народного господарства для транспортування сипких матеріалів з горизонтальної гілки на вертикальну.

Відомий гвинтовий завантажувач з пересипом, який виконано у вигляді рами, циліндричних горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів з гвинтовими робочими органами, приводів, механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба, ємності для збору сипких матеріалів, пульта керування (Патент № 99245 Україна "Зантажувач гвинтовий з пересипом" Клендій В.М. та інші. Бюл.» 10,2015).

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці шляхом виконання стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку, який виконано у вигляді рами, циліндричного горизонтального і вертикального жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів, приводів, двох гілок механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба, ємності для збору сипких матеріалів, пульта керування, причому стенд оснащений одним приводом з подачею обертів одночасно на горизонтальну і вертикальну гілки через додатковий Г-подібний редуктор передачі, крім цього, продуктивність вертикальної гілки повинна бути не менше продуктивності горизонтальної гілки, в кінці горизонтальної сітки виконано вихідне вікно з шибером для заміру її продуктивності, стенд оснащений контрольними пристроями Altivar і персональним комп'ютером, крім цього, кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно є збільшеними в напрямку виходу матеріалу із нього.

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку зображено на фіг. 1 і фіг. 2 - вигляд по стрілці А на фіг. 1.

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку виконано у вигляді рами 1, циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 з центральним валом 3 і вертикального жолоба 4 з вертикальним гвинтовим робочим органом 5. Жолоб циліндричний горизонтальний гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено на підставку 6 на раму 1. Внизу вертикальний жолоб 4 виконано перпендикулярно до його осі поворотний патрубок 7, який відомим способом здійснює кут повороту вертикального жолоба 4.

Зверху на вході циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу 2 жорстко встановлено бункер 8 з сипким матеріалом 9.

Стенд оснащений приводом 10 з подачею обертів на циліндричний горизонтальний гвинтовий робочий орган 2 і вертикальний гвинтовий робочий орган 5 через пасові передачі 11 і 12 і на додатковий Т-подібний редуктор 13 передачі. При цьому продуктивність вертикального гвинтового робочого органу 5 повинна бути не менша продуктивності циліндричного горизонтального робочого органу 2, щоб не було заклинювання технологічного процесу. Зверху вертикального жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14 з лотком під яким встановлено ємність 15 для збору сипкого матеріалу з вертикальної секції. Крім цього, внизу в кінці циліндричного горизонтального робочого органу 2 виконано вихідне вікно 16 з шибером для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємність 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція.

Крім цього, кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшені в напрямку виходу матеріалу із нього.

Крім цього, стенд оснащений контрольними пристроями Altivar 18 і персональним комп'ютером 19 для заміру силових, кінематичних і технологічних параметрів.

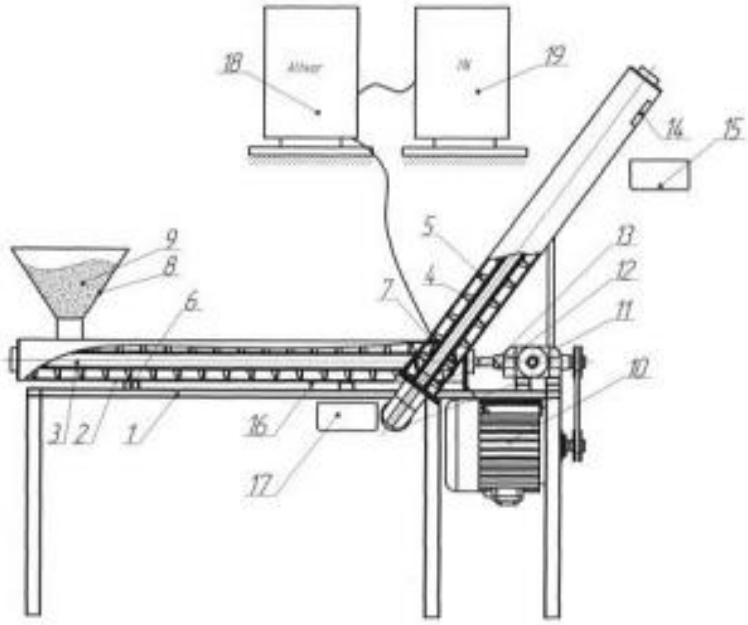
Робота стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку здійснюється наступним чином. Для дослідження продуктивності горизонтальної секції відкривають шибер під ємністю 17, фіксують час і визначають продуктивність. Для встановлення продуктивності горизонтальної і вертикальної секцій, шибер на горизонтальній секції закривають і весь сипкий матеріал транспортується через вікно 14 в ємність 15, який зважують і проводять аналіз.

До переваг стенда належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці з використання відповідних пристроїв.

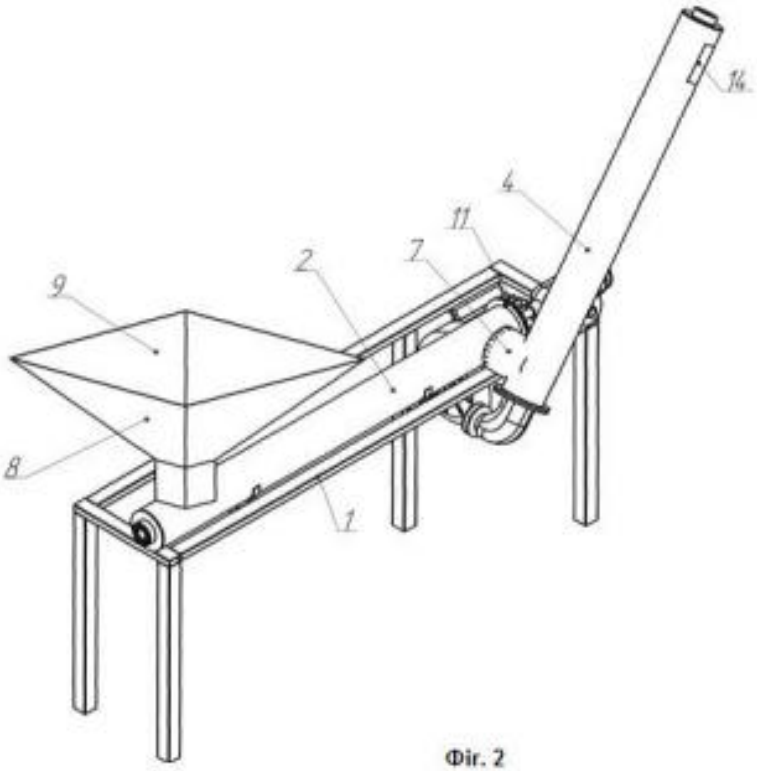
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку, який виконано у вигляді рами, циліндричного горизонтального і вертикального жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів, приводів, двох гілок механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба, ємності для збору сипких

матеріалів, пульта керування, який **відрізняється** тим, що стенд оснащений одним приводом з подачею обертів одночасно на горизонтальну і вертикальну гілки через додатковий Г-подібний редуктор передачі, крім цього, продуктивність вертикальної гілки повинна бути не менше продуктивності горизонтальної гілки, в кінці горизонтальної сітки виконано вихідне віконо з шибером для заміру її продуктивності, стенд оснащений контрольними пристроями Altivar і персональним комп'ютером, крім цього, кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно є збільшеними в напрямку виходу матеріалу із нього.



Фіг. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

УКРАЇНА

(19) UA (11) 128417 (13) U

(51) МПК (2018.01)
B65G 33/00
B65G 33/34 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2018 05638

(22) Дата подання заявки: 21.05.2018

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.09.2018

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.09.2018, Бюл.№ 17

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Слободян Любомир Михайлович (UA),
Марунич Олександр Петрович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Слободян Любомир Михайлович,
вул. Кашуби, 48-г, с. Великі Гаї, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Марунич Олександр Петрович,
вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 33000 (UA)

(54) ГВИНТОВИЙ ЗАВАНТАЖУВАЧ-ЗМІШУВАЧ З ЦЕНТРАЛЬНИМ ПРИВОДОМ

(57) Реферат:

Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом виконано у вигляді рами, горизонтальної і вертикальної гілок з гвинтовими робочими органами, механізмом регулювання кута нахилу вертикальної секції, привідного шківа, який встановлений на трубі, яка встановлена на рамі з двох сторін і має внутрішній зубчастий кінець, який є у взаємодії із привідним колесом і привідним валом. При цьому в зоні вивантаження горизонтальної секції встановлено привідний механізм горизонтальної секції і механізм переміщення гвинтового завантаження, керування якими здійснюється з пульта керування, а зона вивантаження горизонтальної секції розміщена в півкруглому корпусі підставки переміщення завантажувача знизу, всередині якої виконано опору відомої конструкції нижнього кінця вертикального вала секції розвантаження завантажувача, крім цього, механізм переміщення завантажувача оснащений опорними колесами з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення.

UA 128417 U

Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортних машин і може мати використання в річних галузях народного господарства.

Відомий гвинтовий завантажувач, який виконано у вигляді рами, горизонтальної і вертикальної гілок з гвинтовими робочими органами, механізму регулювання кута нахилу вертикальної секції, приводу, пульта керування, установних і кріпильних елементів. (Патент № 99246 Україна Завантажувач-змішувач гвинтового типу. Бюл. № 10, 2015).

Основний недолік конструкції є нетехнологічність з точки зору відсутності перевантажувальної зони.

Відомий гвинтовий конвеєр з ексцентричним приводом, який виконано у вигляді рами, привідного шківа, який встановлений на опорній ексцентричній трубі, яка в свою чергу встановлена на рамі з двох сторін і має внутрішній зубчатий кінець, який є у взаємодії з привідним колесом і привідним валом (Гевко Б.М. та інші. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів. Видавництво "Світ" 1993, рис. 4.4.).

Основний недолік" конвеєра - обмежені технологічні можливості.

Задачею корисної моделі є розширення технологічних можливостей шляхом створення гвинтового завантажувача з центральним приводом, який виконано у вигляді рами, горизонтальної і вертикальної гілок з гвинтовими робочими органами, механізмом регулювання кута нахилу вертикальної секції, привідного шківа, який встановлений на трубі, яка встановлена на рамі з двох сторін і має внутрішній зубчастий вінець, який є у взаємодії із привідним колесом і привідним валом, причому в зоні вивантаження горизонтальної секції встановлено привідний механізм горизонтальної секції і механізм переміщення гвинтового завантаження, керування якими здійснюється з пульта керування, а зона вивантаження горизонтальної секції розміщена в напівкруглому корпусі підставки переміщення завантажувача знизу, всередині якої виконано опору відомої конструкції нижнього кінця вертикального вала секції розвантаження завантажувача, крім цього, механізм переміщення завантажувача оснащений опорними колесами з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення, крім цього, центральний привід механізму встановлено на рамі посередині довжини горизонтальної секції і передачі з зірочкою, передається на корпус приводу, який центрується кульками, і плоскі гвинтові елементи змішування жорстко встановлені на валу і приварені до корпуса, а його вал є у взаємодії з основним валом через шліци відомим способом і є його приводом.

Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом зображено на кресленні.

Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5 з приводами 6 з запобіжними муфтами. При цьому горизонтальний кожух 2 встановлено під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено у вільну зону горизонтального кожуха 2. Горизонтальна завантажувальна секція гвинтового робочого органа виконана у вигляді гвинтових гофрів 7 для покращення процесу змішування сипких матеріалів. Вертикальний гвинтовий робочий орган 5 виконано Г-подібної форми, причому співвідношення горизонтальної полички до вертикальної становить в межах 2...7 мм, при мінімальній величині вертикальної полички 2-4 мм.

До кінця горизонтального завантажувального робочого органа секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 8 з гнучким валом 9 і з гнучким кожухом 10 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 10 жорстко встановлено циліндричний наконечник 11 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник 11 забезпечу непопадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому пересипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді циліндричних елементів з осьовими пазами, шириною більшою у 2-6 разів самих більших зернин транспортних матеріалів.

Наконечник 11 жорстко прикріплений до рукоятки 12 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу, а зона вивантаження горизонтальної секції 2 розміщена в напівкруглому корпусі підставки 14 і утворюють сприятливу об'ємну зону 15, в якій встановлено нижній кінець вертикального гвинтового робочого органа 5 для вільного транспортування матеріалів вертикальним гвинтовим робочим органом. В зоні правого кінця горизонтального циліндричного кожуха 2 поза його зоною виконана опора циліндрична 14. Завантажувач-змішувач оснащений заслінкою 16 відомої конструкції для кінцевого його очищення після завершення технологічного процесу.

На виході вертикального кожуха 3 жорстко встановлено вивантажувальний лоток 17 для транспортування сипких матеріалів в ємність або кузов машини 18. Вертикальний кожух 3

жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту 19 відомої конструкції, а до рами 1 жорстко закріплено пульт керування 20.

Вал вертикального гвинтового робочого органа 5 знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 21 з можливістю кругового провертання в ємкості 15 і зміни кута нахилу відомої конструкції, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми, який є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском. Крім цього, вертикальний вивантажувальний лоток 17 є у взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку відомої конструкції, яка створює відповідне тертя і сприяє жорсткому утримуванню вивантажувального лотка 17.

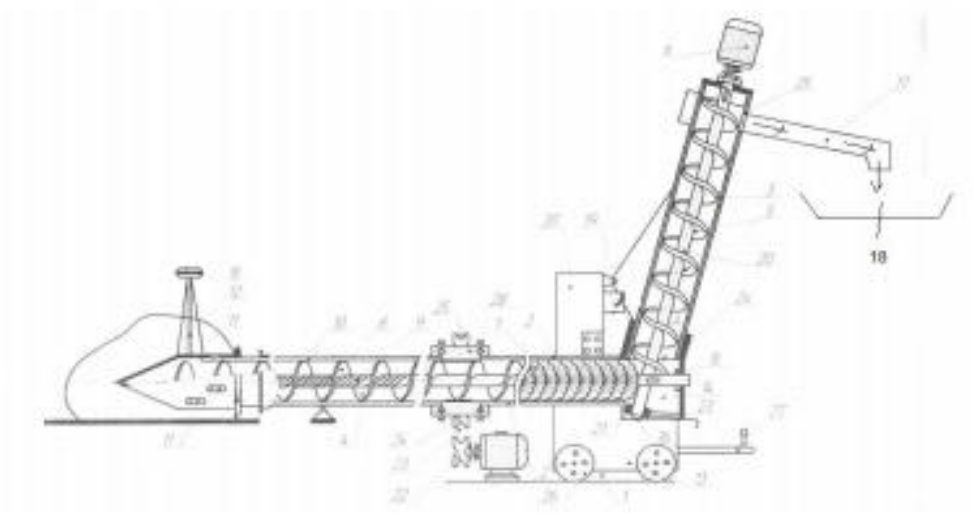
Центральний привід механізму 22 встановлений на рамі 1 посередині довжини горизонтальної секції і за допомогою передачі 23 і зірочки 24 передається на корпус 25 і горизонтальний гвинтовий робочий орган 2. Плоскі гвинтові секції центрального приводу жорстко встановлені на валу і приварені до корпуса 25, а його вал є у взаємодії з основним валом 4 через шліци відомим способом і є його приводом. Крім цього, завантажувач-змішувач встановлено на підставку 14 з опорними колесами 26 з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення 27. Крім цього, корпус 24 центрується кульками 28, а гвинтові гофровані елементи 7 жорстко встановлені на валу, який є у взаємодії з основним горизонтальним валом 2 через шліци відомим способом.

Робота завантажувача-змішувача гвинтового типу здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 8 з гнучким кожухом 10 з наконечником 11 вводять в купу сипкого матеріалу 29 разом з рукояткою 13. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 20. За допомогою гнучкої спіралі 8 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 за допомогою плоских гвинтових елементів корпуса 25, де він інтенсивно змішується гвинтовим гофрованим робочим органом 7 і подається в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження і вивантажувальний лоток 17 і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 13 переставляють в нове місце.

До переваг завантажувача-змішувача гвинтового типу належить розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці, зменшення травмування насіннєвого матеріалу і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності завантажувача. При цьому механізм може працювати в двох режимах як транспортер і як транспортер-змішувач, і тим самим забезпечує збільшення коефіцієнта його використання.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом, який виконано у вигляді рами, горизонтальної і вертикальної гілок з гвинтовими робочими органами, механізмом регулювання кута нахилу вертикальної секції, привідного шківа, який встановлений на трубі, яка встановлена на рамі з двох сторін і має внутрішній зубчастий кінець, який є у взаємодії із привідним колесом і привідним валом, який **відрізняється** тим, що в зоні вивантаження горизонтальної секції встановлено привідний механізм горизонтальної секції і механізм переміщення гвинтового завантаження, керування якими здійснюється з пульта керування, а зона вивантаження горизонтальної секції розміщена в напівкруглому корпусі підставки переміщення завантажувача знизу, всередині якої виконано опору відомої конструкції нижнього кінця вертикального вала секції розвантаження завантажувача, крім цього, механізм переміщення завантажувача оснащений опорними колесами з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення, крім цього, центральний привід механізму встановлено на рамі посередині довжини горизонтальної секції і передачі з зірочкою, передається на корпус приводу, який центрується кульками, і плоскі гвинтові елементи змішування жорстко встановлені на валу і приварені до корпуса, а його вал є у взаємодії з основним валом через шліци відомим способом і є його приводом.



5

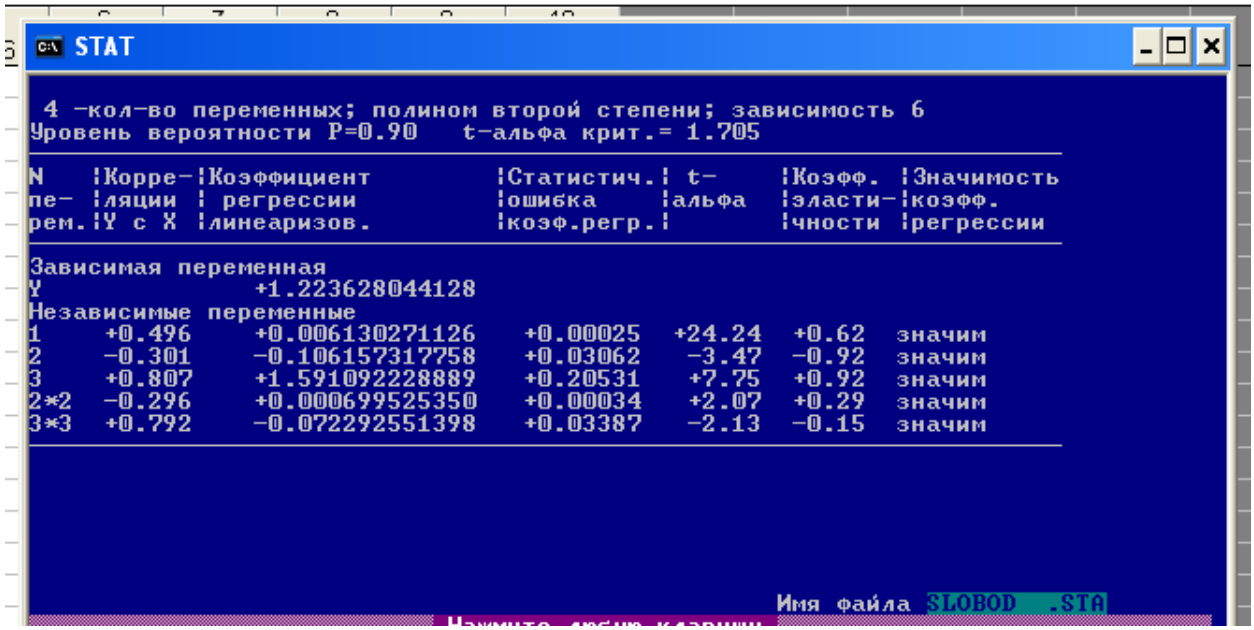
Комп'ютерна верстка О. Герліль

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток Б

Результати статистичної обробки експериментальних значень продуктивності транспортування сипкий матеріалів

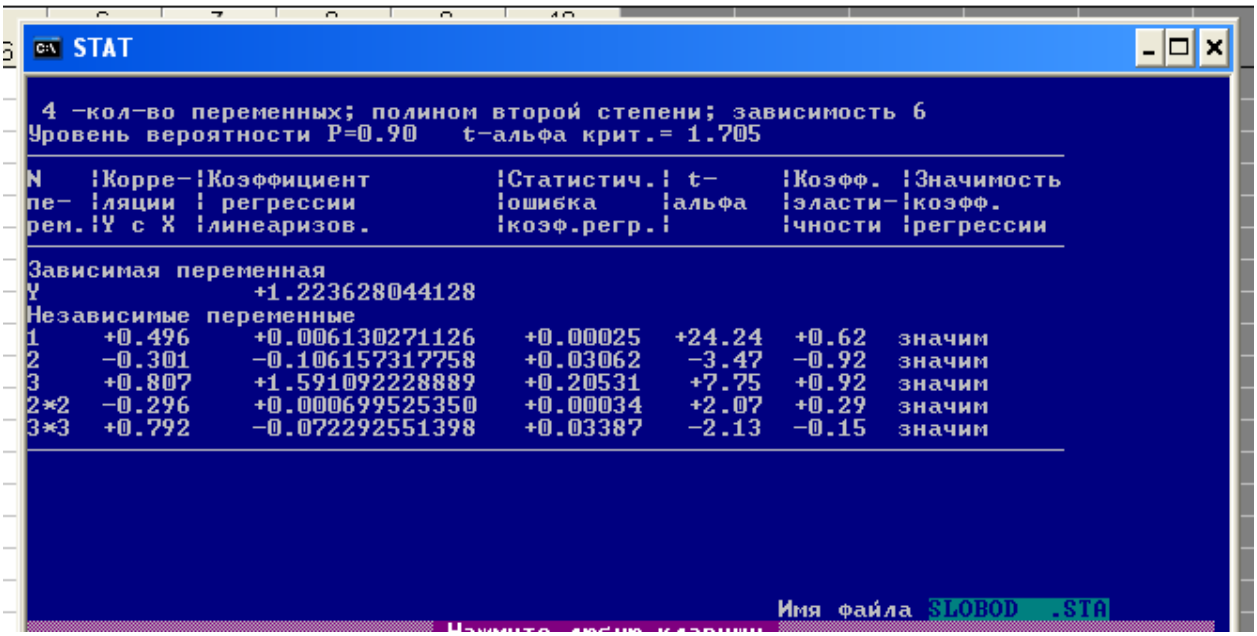


STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит.= 1.705

N пе-рем.	Корре-ляции Y с X	Коэффициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф.регр.	t-альфа	Коэфф. эласти-чности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y		+1.223628044128				
Независимые переменные						
1	+0.496	+0.006130271126	+0.00025	+24.24	+0.62	значим
2	-0.301	-0.106157317758	+0.03062	-3.47	-0.92	значим
3	+0.807	+1.591092228889	+0.20531	+7.75	+0.92	значим
2*2	-0.296	+0.000699525350	+0.00034	+2.07	+0.29	значим
3*3	+0.792	-0.072292551398	+0.03387	-2.13	-0.15	значим

Имя файла SLOBOD .STA



STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит.= 1.705

N пе-рем.	Корре-ляции Y с X	Коэффициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф.регр.	t-альфа	Коэфф. эласти-чности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y		+1.223628044128				
Независимые переменные						
1	+0.496	+0.006130271126	+0.00025	+24.24	+0.62	значим
2	-0.301	-0.106157317758	+0.03062	-3.47	-0.92	значим
3	+0.807	+1.591092228889	+0.20531	+7.75	+0.92	значим
2*2	-0.296	+0.000699525350	+0.00034	+2.07	+0.29	значим
3*3	+0.792	-0.072292551398	+0.03387	-2.13	-0.15	значим

Имя файла SLOBOD .STA

ДОДАТОК В

Таблиця В.1

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3
продуктивності

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, *Q, кг/год* Повторюваність			Середні знач-ня *Q, кг/год*
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1x_2 x_3$	1	2	3	*Q, кг/год*
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	5,133	5,13	5,139	5,136
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	7,2	7,24	7,28	7,248
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	6,800	6,802	6,804	6,802
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	6,235	6,233	6,234	6,234
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	7,92	7,90	7,94	7,92
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	7,15	7,09	7,12	7,12
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	6,92	6,95	6,89	6,92
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	8,64	8,60	8,68	8,64
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	7,536	7,54	7,532	7,536
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	2,72	2,7	2,74	2,72
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	3,88	3,8	3,84	3,84
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	3,1	3,12	3,14	3,12
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	3,054	3,05	3,58	3,054
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	3,912	3,91	3,914	3,912
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	3,736	3,733	3,739	3,736
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	3,216	3,219	3,213	3,216
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	4,25	4,23	4,21	4,23
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	3,92	3,9	3,94	3,92
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	4,77	4,75	4,79	4,77
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	5,58	5,56	5,54	5,56
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	5,1	5,13	5,16	5,13
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	5,92	5,9	5,94	5,92
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	6,65	6,67	6,63	6,65
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	6,34	6,35	6,33	6,34
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	6,22	6,2	6,24	6,22
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	6,96	6,92	7	6,96
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	6,5	6,54	6,52	6,52

Таблиця В.2

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при транспортуванні ячменю

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, *T, Нм* Повторюваність			Середні значення T_c, *Нм*
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	T_c, *Нм*
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	11,85	11,81	11,83	11,83
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	17,75	17,76	17,74	17,75
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	14,54	14,56	14,52	14,54
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	11,49	11,47	11,45	11,47
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	16,43	16,45	16,41	16,43
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	13,88	13,85	13,91	13,88
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	11,20	11,21	11,22	11,21
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	17,18	17,16	17,14	17,16
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	14,24	14,26	14,22	14,24
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	12,65	12,68	12,62	12,65
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	18,50	18,54	18,52	18,52
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	15,59	15,6	15,58	15,59
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	12,1	12,06	12,08	12,08
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	15	15,01	15,02	15,01
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	14,41	14,40	14,42	14,41
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	18	17,95	17,9	17,95
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	15,03	15	15,06	15,03
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	12,26	12,29	12,23	12,26
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	15,14	15,18	15,1	15,14
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	15,19	15,15	15,24	15,19
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	11,69	11,68	11,7	11,69
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	16,94	16,9	16,98	16,94
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	14,02	14	14,04	14,02
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	11,69	11,68	11,67	11,69
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	17,56	17,55	17,57	17,56
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	14,64	14,65	14,63	14,64
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	11,8	11,8	11,82	11,84

Таблиця В.3

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 продуктивності із змінним кроком

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, *Q, кг/год* Повторюваність			Середні значення *Q, кг/год*
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1x_2 x_3$	1	2	3	T_c, *Нм*
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	11,85	11,83	11,81	11,83
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	17,75	17,76	17,74	17,75
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	14,5	14,52	14,51	14,51
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	11,4	11,44	11,42	11,42
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	16,44	16,45	16,43	16,44
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	13,89	13,88	13,9	13,89
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	11,21	11,22	11,2	11,21
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	17,17	17,19	17,15	17,17
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	14,24	14,22	14,26	14,24
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	12,64	12,66	12,68	12,66
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	18,53	18,54	18,52	18,53
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	15,6	15,7	15,5	15,6
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	12	12,2	12,4	12,2
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	15,1	15	15,2	15,1
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	14,41	14,4	14,42	14,41
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	12,09	12,07	12,11	12,09
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	17,96	17,94	17,98	17,96
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	15,03	15,05	15,01	15,03
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	12,26	12,24	12,28	12,26
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	15,1	15,14	15,17	15,14
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	15	15,4	15,2	15,2
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	11,69	11,7	11,68	11,69
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	16,95	16,94	16,93	16,94
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	14	14,04	14,02	14,02
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	11,68	11,69	11,7	11,69
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	17,56	17,59	17,53	17,56
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	14,66	14,62	14,64	14,64

Додаток Д

Розрахунку параметрів переміщення сипкого матеріалу між горизонтальною та вертикальною віткою гвинтового завантажувача

```
unit Unit1;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, TeEngine, Series, TeeProcs, Chart, ComCtrls, Math,
  CheckLst;

type
  TForm1 = class(TForm)
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    TabSheet2: TTabSheet;
    TabSheet3: TTabSheet;
    Chart1: TChart;
    Series1: TLineSeries;
    Series2: TLineSeries;
    Series3: TLineSeries;
    Series4: TLineSeries;
    LabeledEdit1: TLabeledEdit;
    LabeledEdit2: TLabeledEdit;
    LabeledEdit3: TLabeledEdit;
    LabeledEdit4: TLabeledEdit;
    LabeledEdit5: TLabeledEdit;
    Button1: TButton;
    LabeledEdit6: TLabeledEdit;
    LabeledEdit7: TLabeledEdit;
    LabeledEdit8: TLabeledEdit;
    Edit1: TEdit;
    CheckBox1: TCheckBox;
    Series5: TLineSeries;
    Series6: TLineSeries;
    LabeledEdit9: TLabeledEdit;
    Series7: TLineSeries;
    Edit2: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Edit3: TEdit;
    LabeledEdit10: TLabeledEdit;
    Chart2: TChart;
    LineSeries1: TLineSeries;
```

```
LineSeries2: TLineSeries;
LineSeries3: TLineSeries;
LineSeries4: TLineSeries;
LineSeries5: TLineSeries;
LineSeries6: TLineSeries;
LineSeries7: TLineSeries;
CheckListBox1: TCheckListBox;
CheckListBox2: TCheckListBox;
Label2: TLabel;
Label3: TLabel;
RadioButton1: TRadioButton;
RadioButton2: TRadioButton;
LabeledEdit11: TLabeledEdit;
LabeledEdit12: TLabeledEdit;
LabeledEdit13: TLabeledEdit;
Series8: TLineSeries;
Series9: TLineSeries;
TabSheet4: TTabSheet;
Chart3: TChart;
LineSeries8: TLineSeries;
LineSeries9: TLineSeries;
LineSeries10: TLineSeries;
LineSeries11: TLineSeries;
LineSeries12: TLineSeries;
LineSeries13: TLineSeries;
LineSeries14: TLineSeries;
LineSeries15: TLineSeries;
TabSheet5: TTabSheet;
Memo1: TMemo;
Button2: TButton;
Button3: TButton;
OpenDialog1: TOpenDialog;
SaveDialog1: TSaveDialog;
Label4: TLabel;
Label5: TLabel;
Label6: TLabel;
Label7: TLabel;
Series10: TLineSeries;
procedure FormCreate(Sender: TObject);
function Convert:boolean;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure LabeledEdit5Change(Sender: TObject);
procedure Chart1DblClick(Sender: TObject);
procedure Chart2DblClick(Sender: TObject);
procedure Chart3DblClick(Sender: TObject);
```

```
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  Form1: TForm1;
  R, Gamma, Mu1, Mu2, omega, Nu0, Teta0: extended;
  tmax, dt, t, g : extended;
  Teta_F, Teta_End, Zv, Nomer :extended;
  vz,z,xx,yy,vx,vy,Zmax,Zvyh,Deltaz:extended;
  A1,A2,B1,B2,C1,C2,D1,D2,N1,N2:extended;
  P1,P2,Q,Beta,Alpha,Dil,tau:extended;
  first,second:boolean;
implementation

{$R *.dfm}
const rad=180/pi;
      gt=9.81;
type
      ar=array[1..10] of extended;

function TForm1.Convert:boolean;
var  dani : boolean;
begin
dani:=true;
try
 R:=StrToFloat(LabeledEdit1.Text)/1000;
 gamma:=StrToFloat(LabeledEdit2.Text)/rad;
 Mu1:=StrToFloat(LabeledEdit3.Text);
 Mu2:=StrToFloat(LabeledEdit4.Text);
 Omega:=StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30.0;
 tmax:=StrToFloat(LabeledEdit6.Text);
 dt:=StrToFloat(LabeledEdit7.Text)/1000;
 Nu0:=StrToFloat(LabeledEdit8.Text);
 Alpha:=StrToFloat(LabeledEdit9.Text)/rad;
 Teta0:=StrToFloat(LabeledEdit10.Text)/rad;
 Dil:=StrToFloat(Edit2.Text);
 Zmax:=StrToFloat(LabeledEdit11.Text)*2*pi;
 Deltaz:=StrToFloat(LabeledEdit12.Text)/1000;
 Teta_End:=StrToFloat(LabeledEdit13.Text)/rad+Zmax;
 Memo1.Clear;
```

```
 Memo1.Lines.Add('R='+FloatToStr(r));
 Memo1.Lines.Add('gamma='+FloatToStr(gamma));
 Memo1.Lines.Add('Mu1='+FloatToStr(Mu1));
 Memo1.Lines.Add('Mu2='+FloatToStr(Mu2));
 Memo1.Lines.Add('Omega='+FloatToStr(Omega));
 Memo1.Lines.Add('Tmax='+FloatToStr(Tmax));
 Memo1.Lines.Add('Nu0='+FloatToStr(Nu0));
 Memo1.Lines.Add('Alpha='+FloatToStr(Alpha));
 Memo1.Lines.Add('Teta0='+FloatToStr(Teta0));
 Memo1.Lines.Add('Teta_End='+FloatToStr(Teta_End));
 Memo1.Lines.Add('Teta_Obert='+FloatToStr(Zmax));
 Memo1.Lines.Add('');

except
 ShowMessage('Невірні дані !');
 dani:=false;
end;
if CheckBox1.Checked then g:=gt/Dil else g:=0;
Convert:=dani;
end;

procedure ff(y:ar;var f:ar);
//Обчислення правих частин
{y - масив початкових значень (кінцевих на минулому етапі)
 f - масив значень похідних}
//тобто Y - це змінна, а F - це її похідна
var fip:extended;
  A,Bc,Bs,C:extended;
begin
 Teta_F:=y[2];
 N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
 if (Teta_F<Teta_End) and first then  {1}
  begin
  Nomer:=1;
   if (z<deltaz+zvyh) then zvyh:=z;
   if y[1]=0 then Beta:=90/rad
    else
     if y[1]>0 then
       Beta:=arctan(tan(gamma)*(Omega-y[1])/y[1])
     else
       Beta:=pi+arctan(tan(gamma)*(Omega-y[1])/y[1]) ;

   A:=Mu2*cos(gamma)*(cos(Beta+gamma)-Mu1*sin(Beta+gamma));
   Bc:=Mu2*g*cos(Alpha)/R*cos(gamma)*(cos(beta+gamma)-
Mu1*sin(beta+gamma));
```

```
  if Form1.RadioButton1.Checked then
    begin
     Bs:=g*cos(Alpha)*cos(gamma)*(cos(gamma)-Mu1*sin(gamma))/R ;
    end
   else
    begin
     Bs:=0;
    end;
  C:=g/R*sin(Alpha)*cos(gamma)*(sin(gamma)+Mu1*cos(gamma));

// y[2] - кутова координата частинки
// Fi1_dot=u    y[1] - кутова швидкість частинки
// f[2] - похідна кута повороту координати частинки
// f[1] - кутове прискорення частинки
//f[3]:=tan(Gamma)*(Omega-y[1])*R;
//f[4]:=y[3];
f[1]:=-A*y[1]*y[1]-Bc*cos(y[2])-Bs*sin(y[2])-C; // u_dot=
f[2]:=y[1];
f[3]:= R*tan(Beta)*f[1];
f[4]:= tan(Gamma)*(Omega-y[1])*R;
N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
if Form1.RadioButton1.Checked then
 begin
  N1:=(R*f[1]
  +g*sin(y[2])*cos(Alpha)
  +Mu2*cos(beta)*(g*cos(y[2])*cos(Alpha)
  +R*f[2]*f[2]))/
  (sin(gamma)+Mu1*cos(gamma));
 end
else
 begin
  N1:=(R*f[1]
  +Mu2*cos(beta)*(g*cos(y[2])*cos(Alpha)
  +R*f[2]*f[2]))/
  (sin(gamma)+Mu1*cos(gamma));
 end;
end {частина при польоті на лопаті шнека}
 else      {1}
{  if (N2>0) and not Second then}
 begin {вільний польот з контактом по жолобу}
  N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
  if N2<0 then N2:=0;
  Beta:=arctan(y[3]/(y[1]*R));
  if y[1]<0 then Beta:=Beta+pi;
  f[1]:=
```

```
   -g*sin(y[2])*cos(Alpha)
   -Mu2*cos(Beta)/R*N2;
   f[2]:=y[1];
   f[3]:=-Mu2*sin(Beta)*N2-g*sin(Alpha);
   f[4]:=y[3];
   if f[4]<0 then f[3]:=0;
{   if f[2]<0 then f[1]:=0;}
   Nomer:=2;
   N1:=0;
{  end
  else
  begin }{вільний польот по трубі без контакту}

  end;

end;

procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
begin
 Memo1.Clear;
 Edit1.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30);
 Edit3.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)/60);
 CheckListBox1.Checked[0]:=true;
 CheckListBox1.Checked[1]:=true;
 CheckListBox1.Checked[4]:=true;
 CheckListBox1.Checked[5]:=true;
 CheckListBox2.Checked[2]:=true;
 CheckListBox2.Checked[3]:=true;
 CheckListBox2.Checked[6]:=true;
 CheckListBox1.Checked[7]:=true;
 end;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var yp,yk:ar;
 ttf:extended;
 str:string;
begin
  ttf:=0;
  Teta_F:=0;
  if not Convert then Exit;
  t:=0;
  z:=0;
  zvyh:=0;
  vz:=0;
  xx:=-R;
```

```
 yy:=0;
 yp[1]:=Nu0;
 yp[2]:=Teta0;
 yp[3]:=0;
 yp[4]:=0;
 N2:=1;
 Chart1.Series[0].clear;
 Chart1.Series[1].clear;
 Chart1.Series[2].clear;
 Chart1.Series[3].clear;
 Chart1.Series[4].clear;
 Chart1.Series[5].clear;
 Chart1.Series[6].clear;
 Chart1.Series[7].clear;
{   Chart1.Series[0].AddXY(t,yp[1],'',clTeeColor);
  Chart1.Series[1].AddXY(t,yp[2],'',clTeeColor);
  Chart1.Series[2].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[3].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[4].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[5].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart1.Series[6].AddXY(t,0,'',clTeeColor);  }

 Chart2.Series[0].clear;
 Chart2.Series[1].clear;
 Chart2.Series[2].clear;
 Chart2.Series[3].clear;
 Chart2.Series[4].clear;
 Chart2.Series[5].clear;
 Chart2.Series[6].clear;
 Chart2.Series[7].clear;
 Chart2.Series[8].clear;
{   Chart2.Series[0].AddXY(t,yp[1],'',clTeeColor);
  Chart2.Series[1].AddXY(t,yp[2],'',clTeeColor);
  Chart2.Series[2].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart2.Series[3].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart2.Series[4].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart2.Series[5].AddXY(t,0,'',clTeeColor);
  Chart2.Series[6].AddXY(t,0,'',clTeeColor);   }
 Chart3.Series[0].clear;
 Chart3.Series[1].clear;
 Chart3.Series[2].clear;
 Chart3.Series[3].clear;
 Chart3.Series[4].clear;
 Chart3.Series[5].clear;
 Chart3.Series[6].clear;
```

```
  Chart3.Series[7].clear;
  first:=true;
  second:=false;
  str:='';
  Memo1.Lines.Add('    T   ; Кут.шв.   ; Кут      ; Vz       ;
 Z      ;  X       ; Y  '+
  '    ; Vx       ; Vy        ; N1       ; N2');
  repeat
  Nomer:=3;
if (teta_F<Teta_End) and first then
   begin  {a}
    RKN(4,100,t,t+dt,yp,yk);
    vz:=R*tan(gamma)*(omega-yk[1]);
    z:=z+vz*dt;
    yk[3]:=vz;
    yk[4]:=z;
    xx:=-R*cos(yk[2]);
    yy:=-R*sin(yk[2]);
    vx:=yk[1]*R*sin(yk[2]);
    vy:=-yk[1]*R*cos(yk[2]);
    tau:=0;
    Zv:=z;
   end   {a}
  else  {вихід із шнека}
   begin  {b}
   if (N2>0 ){and not Second} then
   begin  {c}
    first:=false;
    RKN(4,100,t,t+dt,yp,yk);
     tau:=tau+dt;
    vz:=yk[3];
    z:=yk[4];
    xx:=-R*cos(yk[2]);
    yy:=-R*sin(yk[2]);
    vx:=yk[1]*R*sin(yk[2]);
    vy:=-yk[1]*R*cos(yk[2]);
   end    {c}
   else
   begin {вільний політ} {d}
     first:=false;
     tau:=tau+dt;
     vx:=vx-g*dt;
     xx:=xx+vx*dt;
     yy:=yy+vy*dt;
     z:=z+vz*dt;
```

```
  ttf:=arctan(yy/xx);
  if xx>0 then ttf:=ttf+pi;
  if ttf<0 then ttf:=ttf+2*pi;
  if ttf>2*pi then ttf:=ttf-2*pi;
  yk[1]:=(vx*sin(ttf)-vy*cos(ttf))/sqrt(xx*xx+yy*yy);
  yk[3]:=vz;
  yk[4]:=z;
  Teta_F:=ttf+Zmax;
  yk[2]:=Teta_F;
  if (xx*xx+yy*yy)>=R*R-1e-8 then
    begin  {e}
     N2:=0.01;
     second:=true; //вже був кінець горизонтальної вітки
    end;    {e}
 end; {d}{вільний політ}
 end; {b}
 Str:=FloatToStrF(t,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(yk[1],fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(yk[2],fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(yk[3],fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(yk[4],fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(xx,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(yy,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(vx,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(vy,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(N1,fffixed,10,5);
 Str:=Str+' ; '+FloatToStrF(N2,fffixed,10,5);
 Memo1.Lines.Add(str);
 t:=t+dt;
if CheckListBox1.Checked[0] then
 Chart1.Series[0].AddXY(t,yk[1],'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[1] then
 Chart1.Series[1].AddXY(t,yk[2],'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[2] then
 Chart1.Series[2].AddXY(t,vz,'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[3] then
 Chart1.Series[3].AddXY(t,z,'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[4] then
 Chart1.Series[4].AddXY(t,N1,'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[5] then
 Chart1.Series[5].AddXY(t,N2,'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[6] then
 Chart1.Series[6].AddXY(t,Beta,'',clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[7] then
 Chart1.Series[7].AddXY(t,Teta_F,'',clTeeColor);
```

```
  if CheckListBox2.Checked[0] then
   Chart2.Series[0].AddXY(t,yk[1],'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[1] then
   Chart2.Series[1].AddXY(t,yk[2],'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[2] then
   Chart2.Series[2].AddXY(t,vz,'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[3] then
   Chart2.Series[3].AddXY(t,z,'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[4] then
   Chart2.Series[4].AddXY(t,N1,'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[5] then
   Chart2.Series[5].AddXY(t,N2,'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[6] then
   Chart2.Series[6].AddXY(t,Beta,'',clTeeColor);
  if CheckListBox2.Checked[7] then
   Chart2.Series[7].AddXY(t,Teta_F,'',clTeeColor);
   Chart2.Series[8].AddXY(t,Nomer,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[0].AddXY(t,vx,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[1].AddXY(t,vy,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[2].AddXY(t,vz,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[3].AddXY(t,Xx,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[4].AddXY(t,Yy,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[5].AddXY(t,Z,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[6].AddXY(t,Nomer,'',clTeeColor);
   Chart3.Series[7].AddXY(t,sqrt(xx*xx+yy*yy),'',clTeeColor);
   yp:=yk;
     if (vz<=1e-3) or (second and ((vz<=1e-3) or (xx<-R + 0.001))) then break
  until t>tmax;
  Memo1.Lines.Add('Довжина вільного переходу = '+FloatToStrF(z-
zv,fffixed,10,5));
  label5.Caption:=FloatToStrF(z-zv,fffixed,10,5);
  label7.Caption:=FloatToStrF(tau,fffixed,10,5);
end;
procedure TForm1.LabeledEdit5Change(Sender: TObject);
begin
try
 Edit1.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30);
 Edit3.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)/60);
except
end;
end;
procedure TForm1.Chart1DblClick(Sender: TObject);
begin
 Chart1.CopyToClipboardBitmap;
```

```
end;
procedure TForm1.Chart2DblClick(Sender: TObject);
begin
 Chart2.CopyToClipboardBitmap;
end;
procedure TForm1.Chart3DblClick(Sender: TObject);
begin
 Chart3.CopyToClipboardBitmap;
end;
procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
 if SaveDialog1.Execute then
 begin
  Memo1.Lines.SaveToFile(SaveDialog1.FileName);
 end;
end;
procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin
 if OpenDialog1.Execute then
 begin
  Memo1.Lines.LoadFromFile(OpenDialog1.FileName);
 end;
```

Додаток Ж

Акти впровадження

УКРАЇНА
ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
“ ЗАКУПНЯНСЬКЕ ХЛІБОПРИЙМАЛЬНЕ ПІДПРИЄМСТВО”
Хмельницька область, Чемеровецький район, смт. Закупне
вул. Центральна, 28 31614, тел/факс (03859) 2-01-51, ZakypnaHPP@i.ua
р/р 26005196434 в Райффайзен банк “Аваль” МФО 380805 ЗКПО 00952433

№____ від « » березня 2019 р.

АКТ

Впровадження наукової розробки на ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство»

Даний акт складено про те, що за результатами наукової розробки, проведеної авторами Ляшуком Олегом Леонтійовичем, Слободяном Любомиром Михайловичем, Маруничем Олександром Петровичем з виготовлення гвинтового завантажувача-змішувача з центральним приводом згідно деклараційного патенту України № 128417 бюл. № 17, 10.09.2018 р.

Дана розробка забезпечує зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також підвищення ефективності та якості транспортування сипких матеріалів.

Директор
ПрАТ «Закупнянське ХППП» **С.М.Манич**

УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО
ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ
БОРЩІВСЬКИЙ
АГРОТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ
м. Борщів, вул. Грушевського 15
Тернопільської області
Тел.факс. 2-15-13
e-mail:agrotehkol@gmail.com
www.batk.edu.ua

UKRAINE
MINISTRY OF
EDUCATION AND SCIENCE OF
UKRAINE
BORSHCHIV AGROTECHNICAL
COLLEGE
Borshchiv Grushevskiy street, 15
Ternopil region
Tel. Fax. 2-15-13
e-mail: agrotehkol@gmail.com
www.batk.edu.ua

«1» березня 2019 р № 01-08/62

АКТ

Впровадження наукової розробки у Борщівському агротехнічному коледжі

Результати експериментальних досліджень з виготовлення стенду для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів згідно корисної моделі до патенту України № 124006 бюл. № 5 12.03.2018 р. авторів Ляшука Олега Леонтійовича, Клендія Володимира Миколайовича, Слободяна Любомира Михайловича, Марунича Олександра Петровича.

Дана розробка забезпечує розширення технологічних можливостей виконання стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних недоопрацювань, може бути рекомендований у виробництво.

Директор
Борщівського агротехнічного коледжу Козій Я.В.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
БОРЩІВСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ
00728799
Україна Тернопільська обл. м. Борщів