

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

ЗАЛУЦЬКИЙ СЕРГІЙ ЗІНОВІЙОВИЧ

УДК 621.867.4

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ З РОБОЧОЮ
ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2018

Дисертація на правах рукопису.

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гевко Роман Богданович,
Тернопільський національний економічний університет,
завідувач кафедри менеджменту біоресурсів
і природокористування,
заслужений винахідник України

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Дідух Володимир Федорович,
Луцький національний технічний університет,
завідувач кафедри інженерного та комп'ютерного
забезпечення агропромислового комплексу;

кандидат технічних наук
Серілко Дмитро Леонідович,
Національний університет водного господарства та
природокористування,
асистент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і обладнання.

Захист відбудеться “8” червня 2018 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 58.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корпус № 2.

Автореферат розіслано “7” травня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А. Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Гвинтові конвеєри отримали широке застосування при транспортуванні сипких матеріалів у різних виробничих процесах та ефективно виконують функціональні вимоги, які до них висуваються. Однак при транспортуванні деяких матеріалів, наприклад сільськогосподарського виробництва, однією з основних вимог є мінімізація ступеня їх пошкодження, які традиційні шнекові транспортери в повній мірі не забезпечують. Це пов'язано з тим, що при виконанні технологічного процесу частинки сипкого матеріалу потрапляють у зазор між периферійною поверхнею обертового шнека та внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха, що призводить до надмірного пошкодження транспортованого матеріалу.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробці та дослідженню гвинтових робочих органів і відповідних технологічних процесів, дане проблемне питання в повній мірі не вирішене.

Тому актуальним є завдання розроблення та обґрунтування конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею, які забезпечать мінімізацію пошкодження сипких матеріалів у процесі їх транспортування, а також підвищать експлуатаційні показники гвинтових конвеєрів.

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 “Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з розширеними технологічними можливостями на основі САПР «Гвинтові конвеєри»” (№ державної реєстрації 0115U002450); “Моделювання, синтез і розроблення енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів” (№ державної реєстрації 0117U002240); “Розробка та комплексне дослідження синтезованих транспортно-технологічних механізмів автоматизованих виробничих систем” (№ державної реєстрації 0117U003998).

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи* є підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів шляхом розроблення конструкцій та вибору раціональних параметрів шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею.

Для досягнення мети в роботі поставлені такі завдання:

- проаналізувати відомі способи та компоновки гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів і розробити конструкції шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею;
- обґрунтувати параметри взаємодії шнека з еластичними секціями із зерновим матеріалом форми півсфера-конус;
- визначити зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії з зерниною еліпсоподібної форми;
- здійснити моделювання процесу переміщення сипкого матеріалу між сусідніми еластичними секціями;

– розробити методики проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальну установку гвинтового конвеєра зі зміною конструктивних і регулюванням кінематичних параметрів шнекових робочих органів;

– провести комплекс експериментальних досліджень з визначення впливу параметрів шнеків з еластичною поверхнею на продуктивність та енерговитрати гвинтового конвеєра, а також ступінь пошкодження сипких матеріалів;

– розробити технологію виготовлення розроблених еластичних шнеків.

Об’єкт дослідження – технологічний процес переміщення сипких матеріалів гвинтовим конвеєром.

Предмет дослідження – взаємозв’язок режимів транспортування сипких матеріалів з параметрами шнека із секційною еластичною поверхнею.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, класичної механіки, опору матеріалів, теорії контактної взаємодії при переміщенні матеріалу між сусідніми еластичними гвинтовими секціями. Експериментальні дослідження проведено за галузевими та розробленими методиками на спеціально сконструйованому та виготовленому обладнанні й установці. При проведенні експериментальних досліджень застосовувались математичні методи планування багатофакторного експерименту. Опрацювання отриманих результатів здійснено на ПЕОМ за допомогою прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше на основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії робочого органу з еластичними секціями з зерновим матеріалом форми півсфера-конус.

Вперше визначено зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії з зерниною еліпсоподібної форми, а також встановлено максимальні напруження, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею кожуха від величини прогину та параметрів еластичної секції.

Отримано подальший розвиток розроблення динамічної моделі з визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів еластичного шнека на характер руху сипкого матеріалу в зоні між сусідніми секціями.

Вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів розробленого шнека з секційною еластичною поверхнею на функціональні та експлуатаційні показники процесу роботи гвинтового конвеєра, а також ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нову конструкцію шнекового робочого органу із секційною еластичною поверхнею та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Запропоновано методику та пристрій для визначення впливу на величину деформації еластичної секції її параметрів, величини консольного виступу та зусилля навантаження. Спроектовано та виготовлено лабораторну установку для визначення експлуатаційних параметрів гвинтового конвеєра. Розроблено технологічне обладнання для виготовлення основи шнека. Технічна новизна виконаних розробок захищена п’ятьма деклараційними патентами України на корисні моделі. Окремі наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено на ТозВ “Універст ЛТД” (м. Тернопіль) та ТОВ АП “Колос-2” (м. Тербовля, Тернопільської обл.).

Окремі результати впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 274 “Автомобільний транспорт” для викладання дисциплін «Основи наукових досліджень» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. В роботах, опублікованих в співавторстві, автором проведений аналіз існуючих конструкцій еластичних шнеків та напрямків зниження пошкодження сипких матеріалів [2; 8]; виведено аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів шнека з секційною еластичною поверхнею та параметрів їх взаємодії із зерновим матеріалом [4; 6; 7]; здійснено конструктивне виконання еластичних секцій, спосіб їх кріплення та виготовлення жорсткої основи шнека, компоновальні схеми обладнання та установки [1; 3; 8]; проведено експериментальні дослідження та здійснено обробку їх результатів [9; 14; 15; 17; 18].

У технічних рішеннях, які захищені деклараційними патентами України на корисні моделі, частка авторів однакова.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались і обговорювались на: наукових і міжнародних науково-технічних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2012-2016 рр.); міжнародних конференціях “Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности”, (Могилев: Белорусско-Российский университет, 2016-2017 рр.); міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології промислового комплексу”, (Херсон: ХНТУ, 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва” (Умань: УНУС, 2017 р.); міжнародній науковій конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” (Кам’янець-Подільський, 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки” (Кропивницький: ЦНТУ, 2017 р.).

В повному обсязі робота доповідалась на розширеному засіданні кафедри менеджменту біоресурсів і природокористування Тернопільського національного економічного університету (2017 р.), на розширеному засіданні тематичного наукового семінару кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2017 р.) та міжкафедральному семінарі № 6 “Машинобудування, машинознавство та обробка матеріалів” Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2017 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 25 наукових праць, з них 8 - у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази даних Scopus, 5 – деклараційних патентів України на корисні моделі, 12 - у матеріалах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п’яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 141 найменувань, з них 20 іноземною мовою та 9 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 197 сторінок, у тому числі 156 сторінок основного тексту.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, визначено мету і задачі досліджень, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі проведено аналіз стану сучасних технологій та літературно-патентний пошук конструкцій машин і механізмів для здійснення транспортування сипких матеріалів гвинтовими робочими органами та наведено огляд наукових досліджень з транспортування сипких матеріалів.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів, розробку конструкцій з визначенням їх оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів значний вклад внесли вчені Адамчук В. В., Акімов М. І., Василенко П. М., Васильків В. В., Гевко Б. М., Гевко Р. Б., Гевко І. Б., Григор'єв А. М., Груздєв І. Е., Гутьян Б. М., Дідух В. Ф., Желтов В. П., Корнеєв Г. В., Ловейкін В. С., Нечипаєв М. В., Новширванов А. Г., Омельченко О. О., Пилипець М. І., Подуст С. С., Рогатинський Р. М., Ткач В. Д., Шкляр Ю. Л., Штуков М. К., Янков В. І., Е. Бернхард, Х. Герман, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, А. Таурін, Е. Wahl та ін.

Аналіз наукових праць показав, що розрахунок і вибір параметрів даних робочих органів необхідно здійснювати на основі реалізації моделей безпосередньої взаємодії робочих поверхонь із сипким матеріалом, враховуючи при цьому його реологічні властивості. Також існуючі конструкції робочих органів конвеєрів не повною мірою задовольняють функціональні вимоги щодо пошкодження зернових матеріалів при забезпеченні мінімальних енерговитрат на їх транспортування.

У другому розділі проведено теоретичне обґрунтування процесу взаємодії еластичної секції гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом.

Процес взаємодії еластичної секції шнека 3 із напівсферичною поверхнею зернини кукурудзи 1, яка описується формою півсфера-конус і притиснута до внутрішньої поверхні кожуха 2 зображено на розрахунковій схемі (рис. 1).

У зв'язку з наявністю зазору Δ між еластичною секцією та поверхнею кожуха защемлення зернини відбувається у тому випадку, коли початковий кут α_n між силою взаємодії секції з зерниною N_b і площиною перпендикулярною до осі шнека, є меншим ніж кут тертя зернини по поверхні кожуха.

Метою теоретичного розрахунку було встановлення таких параметрів взаємодії еластичної секції із зерниною, при яких буде виключена можливість її пошкодження.

Сила N_b , яка виникає між периферією еластичної секції та зерниною визначається

$$N_b = \frac{E(b_c^4 - a_c^4) \sqrt{r_3 (1 - \cos \alpha_n) (2l - r_3 [1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2 (b_c - a_c) k}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності для еластичних матеріалів (Па); b_c і a_c – відповідно ширина більшої та меншої основи трапецієвидної еластичної секції (м); l – величина консольного виступу еластичної секції (м); r_3 – радіус напівсферичної поверхні зернини кукурудзи (м); α_n – початковий кут взаємодії еластичної секції з поверхнею зернини (град); коефіцієнт k в першому наближенні визначається $k = 1 - (b_c - a_c) / 4l$.

Сила N_b , яка діє перпендикулярно до площини еластичної секції розкладається на осьову $N_o = N_b \cos \beta_2$, що діє в напрямку осі шнека і колову $N_k = N_b \sin \beta_2$, яка діє в його поперечному перерізі, де β_2 - кут нахилу гвинтової поверхні еластичної секції центральної осі шнека (град).

При визначенні впливу на величину N_o і N_k одного з параметрів взаємодії його значення змінювали у визначеному діапазоні. Інші залишали незмінними, а у формулу (1) підставляли їх середні значення.

На рис. 2 представлено графічні залежності інтенсивності впливу параметрів взаємодії еластичної секції та зернини кукурудзи на величину осьової N_o сили.

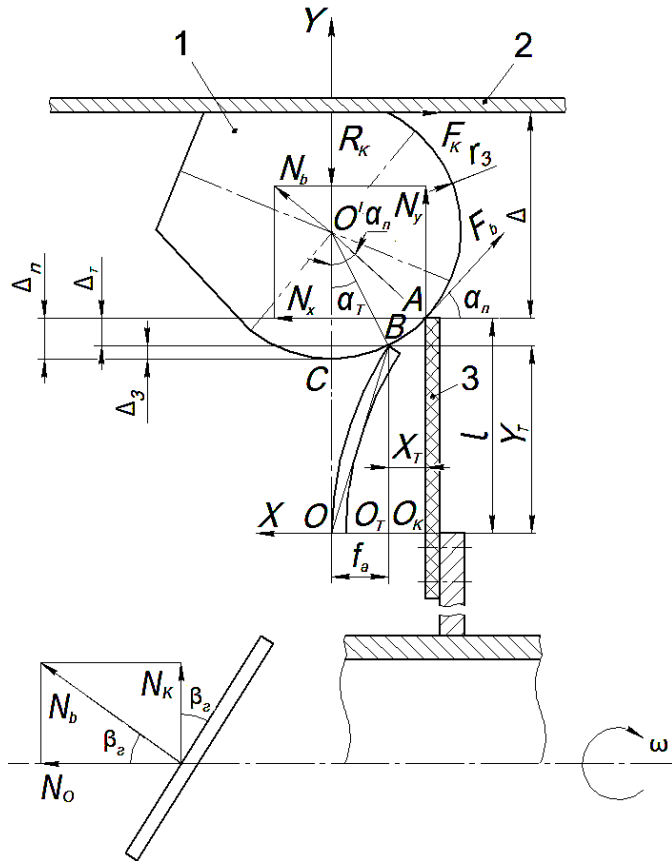


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення переміщень, деформацій та зусиль, які виникають між еластичною секцією шнека та защемленою зерниною кукурудзи

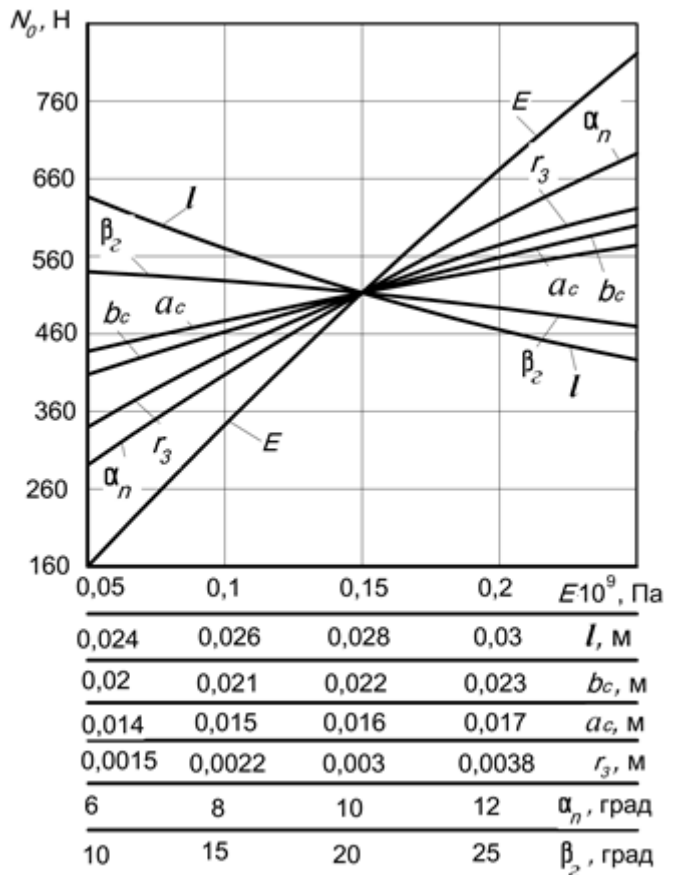


Рис. 2. Графічні залежності з визначення інтенсивності впливу на величину осьової N_o параметрів взаємодії еластичної секції шнека та зернини кукурудзи

Встановлено, що максимальний вплив на значення N_o має модуль пружності еластичної секції E , далі за інтенсивністю впливу є початковий кут взаємодії еластичної секції із зерниною α_n , величина l та кут β_2 нахилу гвинтової поверхні.

Збільшення радіуса зернини r_3 призводить до зростання N_o , а конструктивні параметри a_c і b_c еластичної секції мають мінімальний вплив на величину N_o .

Стосовно колової сили N_k , то після модуля пружності, наступним за інтенсивністю впливу на її значення є кут нахилу гвинтової поверхні β_2 .

Для вказаних меж значень параметрів взаємодії, для центральної точки, у якій перетинаються графічні залежності, величина осьової сили N_o є більшою ніж величина колової сили N_k у 2,76 рази.

Проведені дослідження з визначення зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми.

Найбільш ймовірне заклинювання зернини у зазорі Δ відбувається тоді, коли найбільша вісь еліпсоїда буде паралельною до напрямку транспортування.

Розглянемо взаємне розташування зернини та еластичної лопаті у момент можливого попадання зернини в зазор Δ (рис. 3).

Схема сил, що виникають під час взаємодії зернини із відповідними поверхнями, зображена на рис. 3.

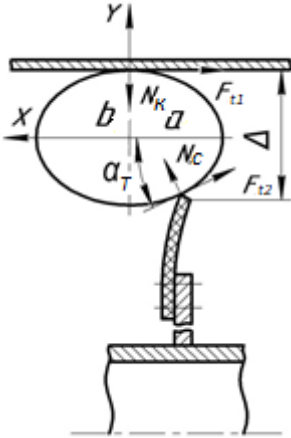


Рис. 3. Схема сил, які виникають при попаданні зернини у зазор Δ

Рівняння рівноваги зернини у проекції відповідно на вертикальну та горизонтальну осі

$$N_c \cos \alpha_T - N_k + F_{t2} \sin \alpha_T = 0.$$

$$N_c \sin \alpha_T - F_{t1} - F_{t2} \cos \alpha_T = 0, \quad (2)$$

де N_k і N_c – нормальні сили до поверхні зернини від реакції кожуха та еластичної секції; $F_{t1} = f_1 N_k$ і $F_{t2} = f_2 N_c$ – сили тертя; f_1 і f_2 – коефіцієнти сухого тертя зернини по поверхні кожуха та лопаті; α_T – кут, який визначається нормаллю до поверхні дотикання лопаті із зерниною.

Граничне значення коефіцієнта тертя зернини по внутрішній поверхні кожуха, при якому може наступити заклинювання

$$f_1 = \frac{\sin \alpha_T - f_2 \cos \alpha_T}{\cos \alpha_T + f_2 \sin \alpha_T} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_T - f_2}{1 + f_2 \operatorname{tg} \alpha_T}. \quad (3)$$

Критичне значення кута α_3 , при якому можливе заклинювання зернини

$$\alpha_3 \leq \operatorname{arctg} \left(\frac{f_1 + f_2}{1 - f_1 f_2} \right). \quad (4)$$

Встановлено, що однаковий вплив на процес заклинювання мають обидва коефіцієнти тертя. Графічні залежності коефіцієнта тертя f_1 при двох значеннях f_2 та критичного кута тиску α_3 представлені на рис. 4.

Координата y_0 визначається як різниця між величиною зазору Δ та піввіссю b .

На рис. 5 зображено залежність кута тиску α_3 від величини y_0/b . Небезпечне значення кута тиску $\alpha_3 < 45^\circ$ знаходиться при співвідношенні $y_0/b > 0,45$ ($\Delta > 1,45b$) при $a = 2b$ та $y_0/b > 0,3$ ($\Delta > 1,3$) при $a = 3b$.

Встановлено, що ймовірність заклинювання є більшою для відносно довгих зернин, а для зернин сферичної форми така ймовірність буде меншою.

Для оцінки напруженого стану та ймовірності пошкодження зернини визначено контактні напруження та деформації, які виникають у процесі заклинювання зернини між внутрішньою поверхнею кожуха та еластичною секцією.

Залежність для обчислення максимальних контактних напружень має вигляд

$$\rho_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} P_T \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2}, \quad (5)$$

де $n_p = 1/(n_a n_b)$ – коефіцієнт, що визначається по табличних даних n_a і n_b ; $\sum k$ – сума кривини труби кожуха та еліпсоїда зернини; P_T – зусилля тиску.

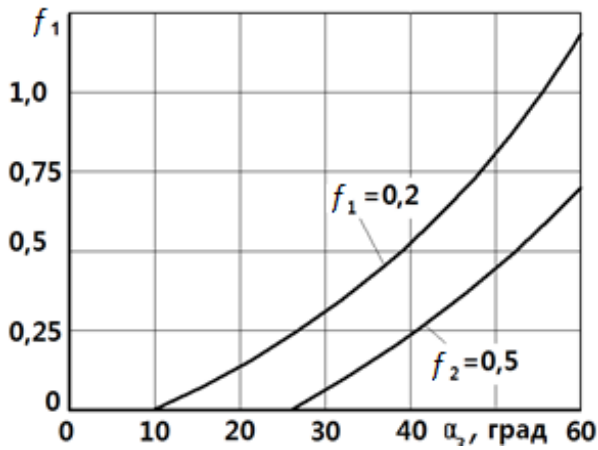


Рис. 4. Залежність коефіцієнта тертя μ_1 від кута тиску α_3 при $\mu_2 = 0,2$ і $0,5$

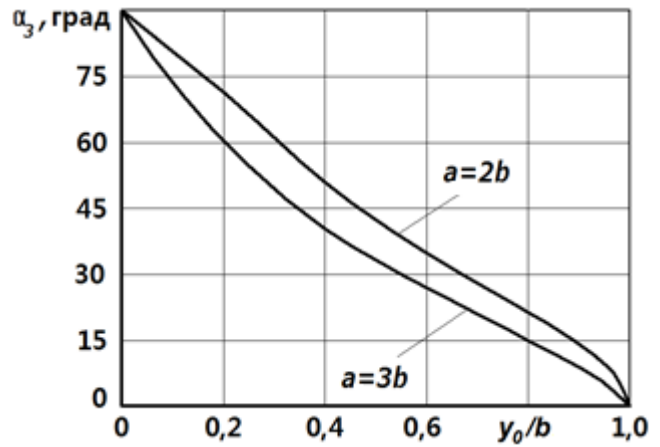


Рис. 5. Залежність кута тиску α_3 від співвідношення y_0/b

Внаслідок того, що матеріал зернини є суттєво м'якший ніж сталь, то $\eta \approx \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$,

де E_2 – модуль пружності зернини; ν_2 – коефіцієнт Пуассона.

Аналіз залежності (5) показав, що при заклинюванні зернини контактні напруження різко зростають до певної величини, після чого їх зростання суттєво уповільнюється. Це пояснюється двома причинами – нелінійною залежністю сили від деформації та кубічним коренем при визначенні максимальних контактних напружень згідно формули (5).

Проведено дослідження зі встановлення характеру рух потоку сипкого матеріалу по поверхнях еластичних секцій, що перекриваються між собою.

Схема сил, що діють на елементарну частинку потоку сипкого матеріалу зображена на рис. 6.

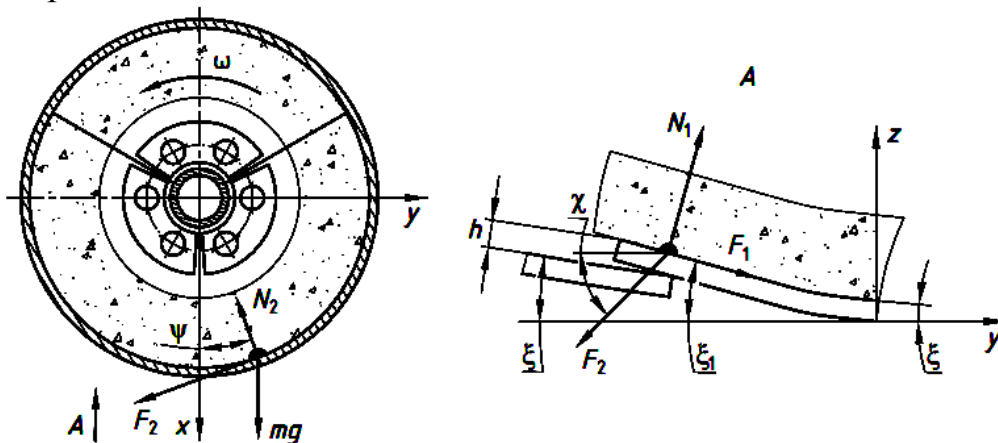


Рис. 6. Схема сил, що діють на елементарну частинку потоку сипкого матеріалу

Рівняння руху елементарної ділянки матеріалу з масою m , яка одночасно дотикається до кожуха та еластичної секції, запишеться

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_1 \cos \xi - F_1 \sin \xi - F_2 \sin \chi; \quad (6)$$

$$m R_\kappa \frac{d^2 \psi}{dt^2} = N_1 \sin \xi + F_1 \cos \xi - F_2 \cos \chi; \quad (7)$$

$$N_2 = mg \cos \psi + m R_\kappa \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2, \quad (8)$$

де z – поздовжня координата частинки вздовж осі кожуха; N_1 – реакція шнека на матеріал; N_2 – реакція кожуха на матеріал; $F_1 = \mu_1 N_1$ – сила тертя від реакції N_1 ; $F_2 = \mu_2 N_2$ – сила тертя від реакції N_2 ; ξ – кут підйому гвинтової поверхні основи шнека; χ – кут напрямку руху частинки вантажу відносно кожуха; ψ – кутове положення частинки матеріалу в її обертовому русі; R_k – внутрішній радіус кожуха.

Між напрямками руху частинки та геометрією шнека, при його обертанні з кутовою швидкістю ω існують такі залежності

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\dot{z}}{R_k \dot{\psi}}; \quad \operatorname{tg} \xi = \frac{\dot{z}}{R_k (\omega - \dot{\psi})}. \quad (9)$$

Після перетворень спочатку система зведеться

$$m\ddot{z} = N_1 (\cos \xi - \mu_1 \sin \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (10)$$

$$mR_k \ddot{\psi} = N_1 (\sin \xi + \mu_1 \cos \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \cos \chi. \quad (11)$$

Диференціальне рівняння руху частинки матеріалу для змінної ψ

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 A + B \cos \psi = 0. \quad (12)$$

Коефіцієнти A і B визначаються за такими залежностями

$$A = \mu_2 [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)]; \quad B = \frac{\mu_2 g}{R_k} [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)] \cos \xi. \quad (13)$$

Відрив частинки потоку від поверхні зовнішньої секції відбувається під кутом $\xi_1 > \xi$, де ξ_1 – кут нахилу виступу зовнішньої секції.

Величини швидкостей руху потоку матеріалу при його сходженні з виступу зовнішньої секції обчислюються за формулами

$$\dot{z}_1 = \dot{z} \frac{\sin \xi_1}{\sin \xi}; \quad \dot{\psi}_1 = \dot{\psi} \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} + \omega \left(1 - \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} \right). \quad (14)$$

Вільний рух частинки по поверхні кожуха у випадку відриву від лопаті запишеться у вигляді двох диференціальних рівнянь другого порядку

$$m\ddot{z} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR \dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (15)$$

$$mR_k \ddot{\psi} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \cos \chi - mg \sin \psi. \quad (16)$$

Умова вільного руху частинки потоку по кожуху описується нерівністю

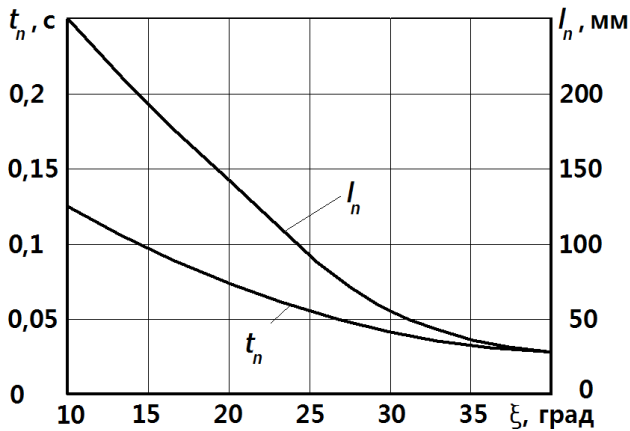
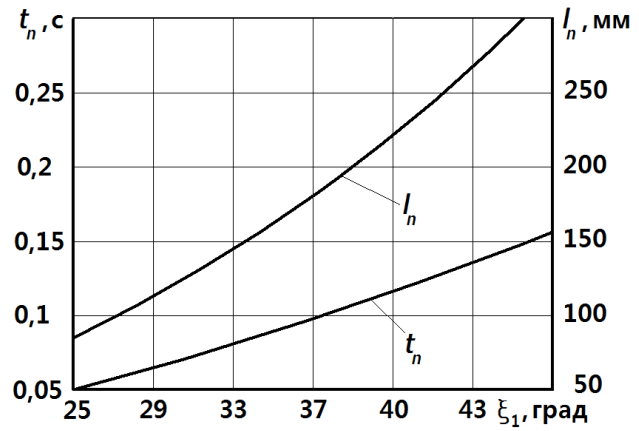
$$R_k \omega t \operatorname{tg} \xi < z + R_k \psi \operatorname{tg} \xi, \quad (17)$$

де у правій частині записано вираз для підйому гвинтової поверхні шнека при його обертовому русі, у лівій частині – сумарне переміщення частинки потоку в напрямках вздовж осі z шнека та в напрямку обертового руху.

Для аналізу отриманої розрахункової моделі було розроблено програму на мові Delphi та побудовані відповідні графічні залежності. На осях ординат вказано час t_n та шлях l_n вільного переміщення частинки матеріалу до її контакту з наступною секцією.

З аналізу рис. 6 видно, що збільшення кута підйому гвинтової поверхні основи шнека ξ призводить до зменшення шляху l_n та часу t_n внаслідок зниження швидкості потоку матеріалу по поверхні шнека. Так, збільшення ξ від 10° до 30° спричиняє зменшення l_n у 4,2 рази, а t_n у 3,1 рази.

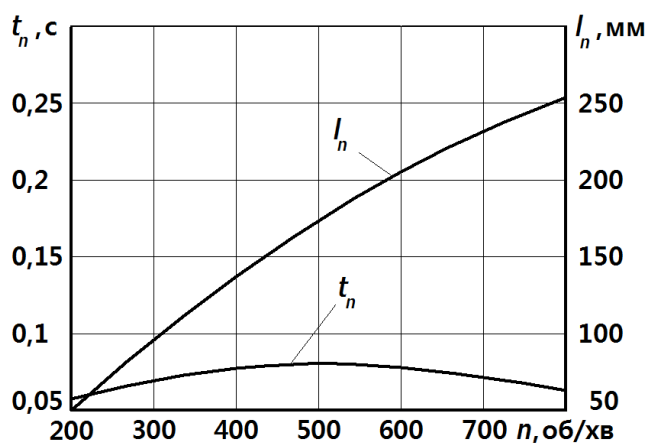
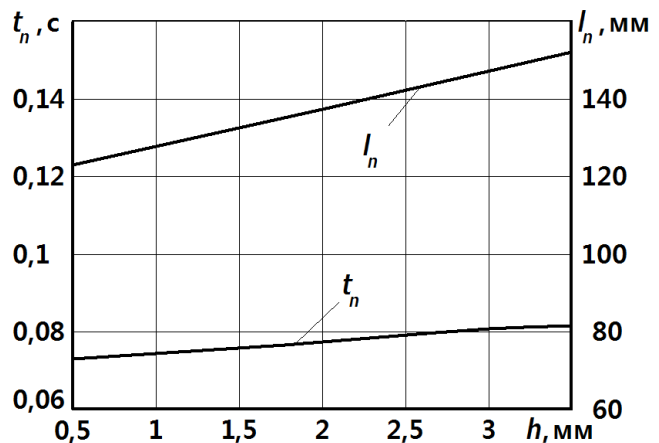
На рис. 7 представлено графічні залежності t_n та l_n від кута сходження матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої секції ξ_1 . Зміна кута ξ_1 суттєво впливає на значення t_n та l_n . Так, зростання величини кута ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення шляху l_n у 3,53 рази, а часу t_n у 3,16 рази.

Рис. 6. Залежності t_n та l_n від кута ξ Рис. 7. Залежності t_n та l_n від кута ξ_1

На рис. 8 наведено графічні залежності t_n та l_n від частоти обертання робочого органу n , збільшення якої спричиняє суттєве зростання величини l_n за рахунок збільшення швидкості сходження частинки з краю зовнішньої лопаті. Зміна n від 200 до 800 об/хв призводить до збільшення значення l_n приблизно у 5 разів. При цьому, час t_n суттєво не змінюється, що пояснюється збільшенням кутової швидкості обертання шнека, а тому наступна секція встигає приблизно за той самий час наздогнати частинки потоку.

На рис. 9 представлено графічні залежності t_n та l_n від висоти h розташування краю зовнішньої лопаті над нижньою. Встановлено, що даний параметр несуттєво впливає на вільний рух потоку, однак збільшення величини h спричиняє зростання значень t_n та l_n . Фактично різниця в часі пропорційна часу обертання шнека на величину h . Так, зростання величини h від 0,5 до 3,5 мм призводить до збільшення l_n в 1,24 рази, а t_n в 1,14 рази.

Аналіз вищенаведених графіків дає можливість оцінити вплив кожного з параметрів системи на поведінку потоку сипкого матеріалу при його проходженні між сусідніми секціями, які встановлені з перекриттям.

Рис. 8. Залежності t_n та l_n від частоти обертання n робочого органуРис. 9. Залежності t_n та l_n від висоти h розташування краю зовнішньої лопаті

У третьому розділі наведено програму та методику проведення експериментальних досліджень. На основі запропонованих розрахункових схем розроблено варіанти шнекових робочих органів з еластичною секційною поверхнею.

Конструктивну схему та загальний вигляд шнека з перекриттям сусідніх еластичних секцій зображено на рис. 10. Він містить центральний вал 1 з несучою спіраллю 2, до якої за допомогою секційних гвинтових пластин 4 та болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 і гайок 6 закріплено еластичні секції 3. При транспортуванні матеріалу в кожусі 7, у випадку попадання та защемлення зернин між нерухомою поверхнею кожуха та обертовою секційною еластичною гвинтовою поверхнею, секції прогинаються, що забезпечує уникнення пошкодження зернин.

Ширина та жорсткість еластичних секцій вибиралися залежно від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

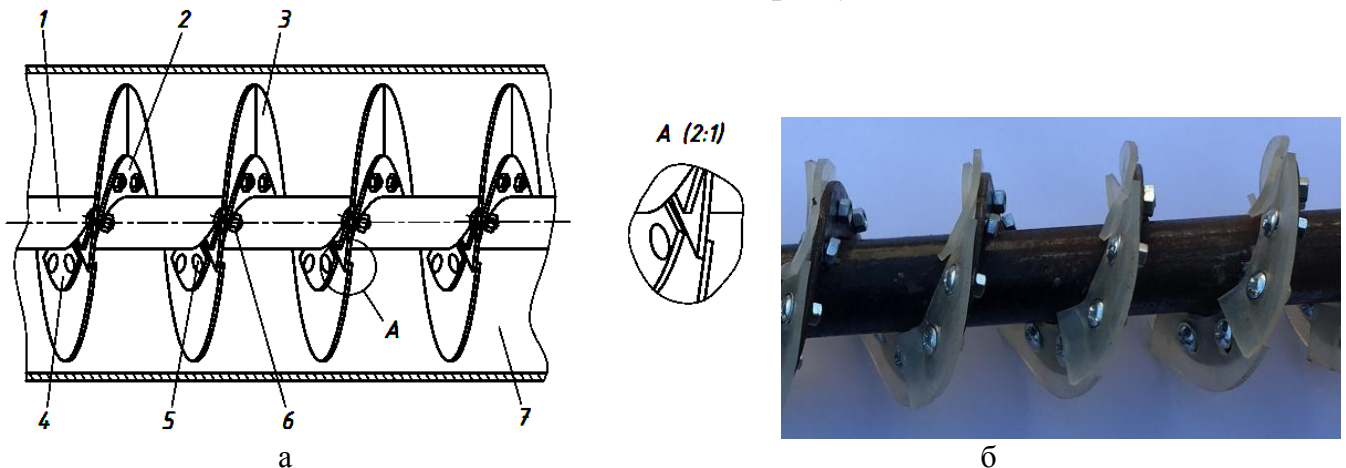


Рис. 10. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) шнека з перекриттям еластичних секцій

Розроблено пристрій та методику встановлення впливу на величину деформації консольно закріпленої еластичної секції її конструктивних параметрів та дискретного зовнішнього навантаження. Експериментальні дослідження проводили для матеріалу еластичної секції “поліуретан PU-60”.

Для визначення енерговитрат, продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу від конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів гвинтового конвеєра з еластичним шнеком розроблена експериментальна установка, яка зображена на рис. 11. Вона містить раму 11, на якій за допомогою шарнірних з'єднань 1, 12 і 14 та кронштейна з отворами 13 закріплена підрама 10. На підрамі встановлено електродвигун 15 з пасовим приводом 2 робочого органу, який виконано у вигляді вала 6 із несучою смуговою спіраллю 5, по периферії якої закріплено еластичні секції 4.

Робочий орган встановлено в направляючому кожусі 7, на якому в зоні завантаження матеріалу розташований бункер 3, а в зоні його вивантаження - патрубок 8, під яким встановлена місткість 9 для відбору матеріалу.

Сипкий матеріал завантажували у бункер і з заданими конструктивно-кінематичними параметрами гвинтового робочого органу транспортували у зону вивантаження в місткість 9.

Для визначення ступеня травмування зернового матеріалу від довжини його транспортування матеріал з місткості повторно завантажували у бункер і переміщували необхідну кількість разів у зону вивантаження.

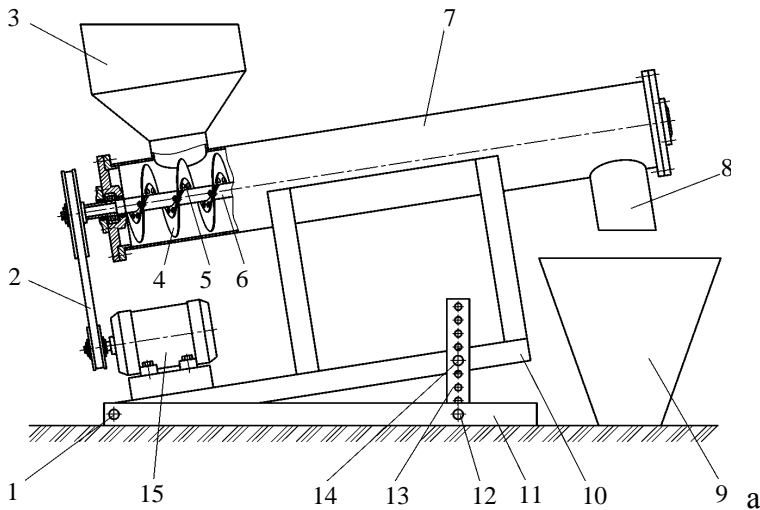


Рис.11. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б, в) експериментальної установки

Діапазон зміни факторів: частота обертання гвинтового робочого органу ($n = 200 \dots 500$, об/хв), кут його нахилу до горизонту ($\alpha = 0 \dots 60$, град) та величина зазору між шнеком і кожухом ($\Delta = 0 \dots 7$ мм).

Для пуску трифазного асинхронного двигуна з потужністю 2,2 кВт та регулювання його частоти обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Отримані дані стосовно зміни величини крутного моменту та потужності двигуна в часі відображались у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень. Визначено вплив на величину деформації еластичної секційної пластини Δ_n її ширини B_n , величини консольного виступу h_n та маси мірних вантажів m_{zp} .

Встановлено, що для величини $h_n = 10$ мм збільшення B_n у межах $B_n = 5 \dots 25$ мм для $\Delta_n = 8$ мм маса мірних вантажів зростає у 2,8 рази від 180 до 500 гр.

На основі експериментальних досліджень з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею при транспортуванні зернового матеріалу отримано рівняння регресії

$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2}n - 0,06 \cdot 10^{-4}\alpha - 0,014\Delta + 0,21 \cdot 10^{-5}n\alpha + 0,84 \cdot 10^{-4}n\Delta + 0,75 \cdot 10^{-4}\alpha\Delta - 0,33 \cdot 10^{-6}n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4}\alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4}\Delta^2. \quad (18)$$

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $200 < n < 500$ (об/хв); $0 < \alpha < 0$ (град); $0 < \Delta < 4$ (мм).

Поверхні відгуку, які побудовані на основі рівняння регресії (18) зображені на рис. 12. З аналізу поверхонь відгуку встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину P є частота n . Далі за інтенсивністю впливу є кут α , а найменший вплив на зміну P має величина зазору Δ .

Проведені дослідження з визначення секундної продуктивності Q при транспортуванні зернового матеріалу на експериментальній установці з внутрішніми діаметрами направляючих кожухів: $D = 120$ і 100 мм (рис.13).

Встановлено, що максимальна продуктивність гвинтового конвеєра знаходиться між 5 і 10 с після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. Саме в цьому проміжку часу відбирали проби та зважували матеріал.

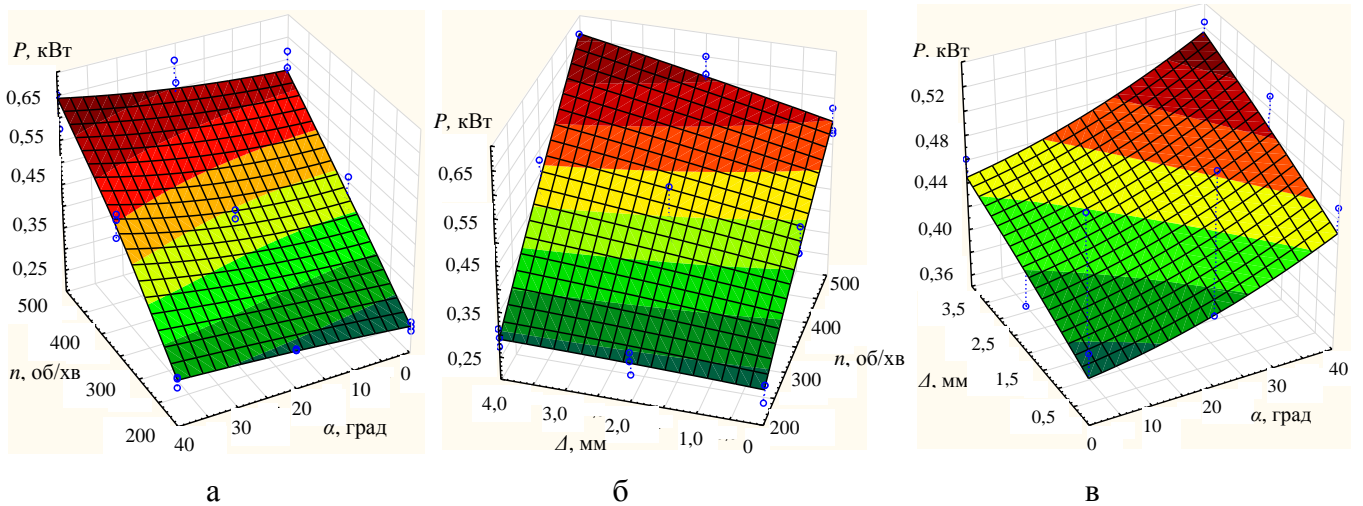


Рис. 12. Поверхні відгуку залежності потужності P на привод конвеєра:
 а – $P = f(n, \alpha)$ при $\Delta = 2$ мм; б – $P = f(\Delta, n)$ при $\alpha = 20$ град.; в – $P = f(\Delta, \alpha)$ при $n = 350$ об/хв

На рис. 13 наведено графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$ та кута нахилу робочого органу до горизонту α при $n = 450$ об/хв.

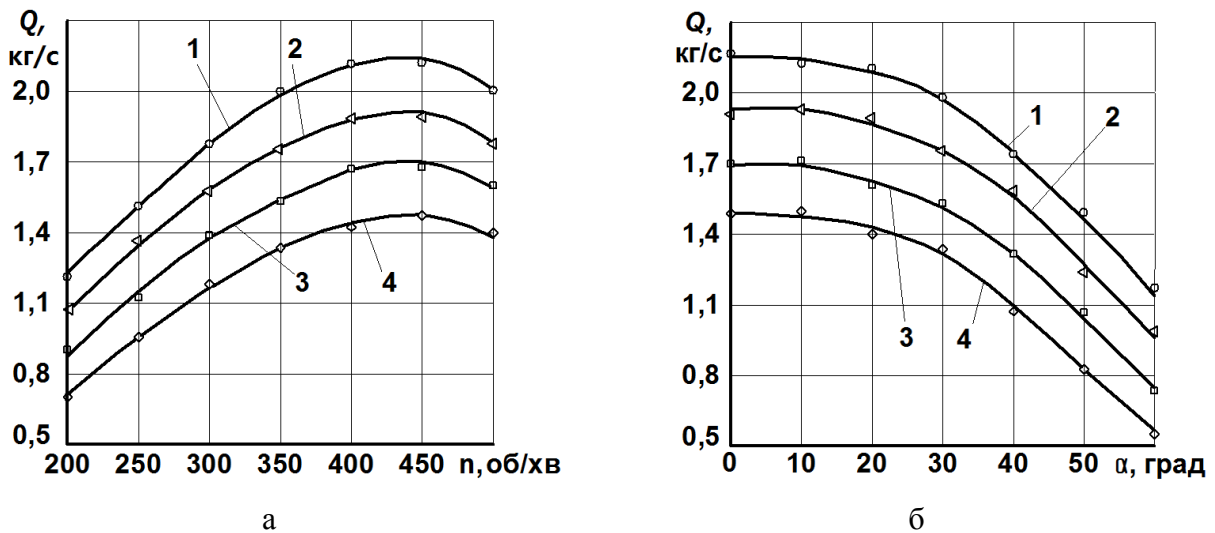


Рис. 13. Графічні залежності секундної продуктивності конвеєра Q :
 а – від n при $\alpha = 0^\circ$; б – від α при $n = 450$ об/хв $^\circ$; 1, 2 – $D = 120$ мм; 3, 4 – $D = 100$ мм;
 1, 3 – шнек з еластичною поверхнею (при $\Delta = 0$ мм); 2, 4 – жорсткий шнек (при $\Delta = 4$ мм)

Проведені дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу жорстким $T_{жс}$ та еластичним T_e шнеком.

Для жорсткого шнека рівняння регресії залежності ступеня травмування зернового матеріалу від α , n і Δ має вигляд

$$T_{жс} = 0,0108 + 0,0046\alpha + 0,0005n + 0,053\Delta. \quad (19)$$

Факторне поле мало такий діапазон зміни параметрів: $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$; $200 \leq n \leq 500$ (об/хв); $2 \leq \Delta \leq 7$ (мм).

Для жорсткого шнека на рис. 14 зображено поверхні відгуку $T_{жс}$ від зміни двох факторів: а – $T_{жс} = f(\Delta, \alpha)$; б – $T_{жс} = f(n, \alpha)$; в – $T_{жс} = f(n, \Delta)$.

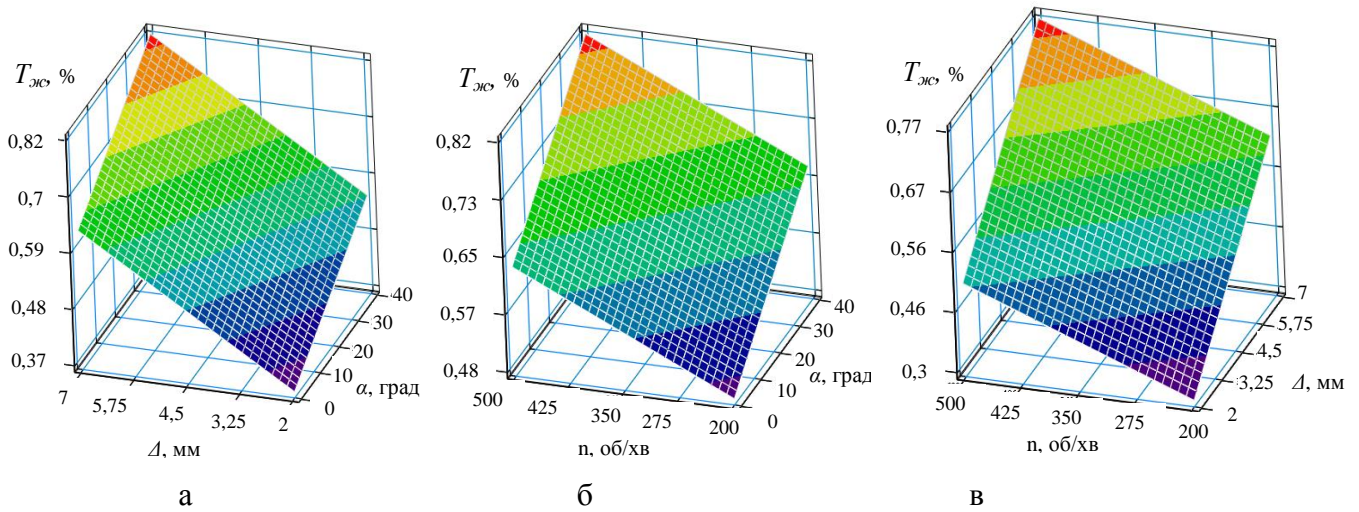


Рис. 14. Поверхні відгуку ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком від зміни двох факторів: а - $T_{жс} = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_{жс} = f(n, \alpha)$; в - $T_{жс} = f(n, \Delta)$

Для еластичного шнека рівняння регресії залежності ступеня травмування зернового матеріалу від α , n і Δ має вигляд

$$T_e = 0,0011 + 0,0012\alpha + 0,0002n + 0,051\Delta. \quad (20)$$

Факторне поле мало такий діапазон зміни відповідних параметрів: $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$; $200 \leq n \leq 500$ (об/хв); $0 \leq \Delta \leq 4$ (мм).

Для еластичного шнека на рис. 15 зображено поверхні відгуку T_e від зміни двох факторів: а - $T_e = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_e = f(n, \alpha)$; в - $T_e = f(n, \Delta)$.

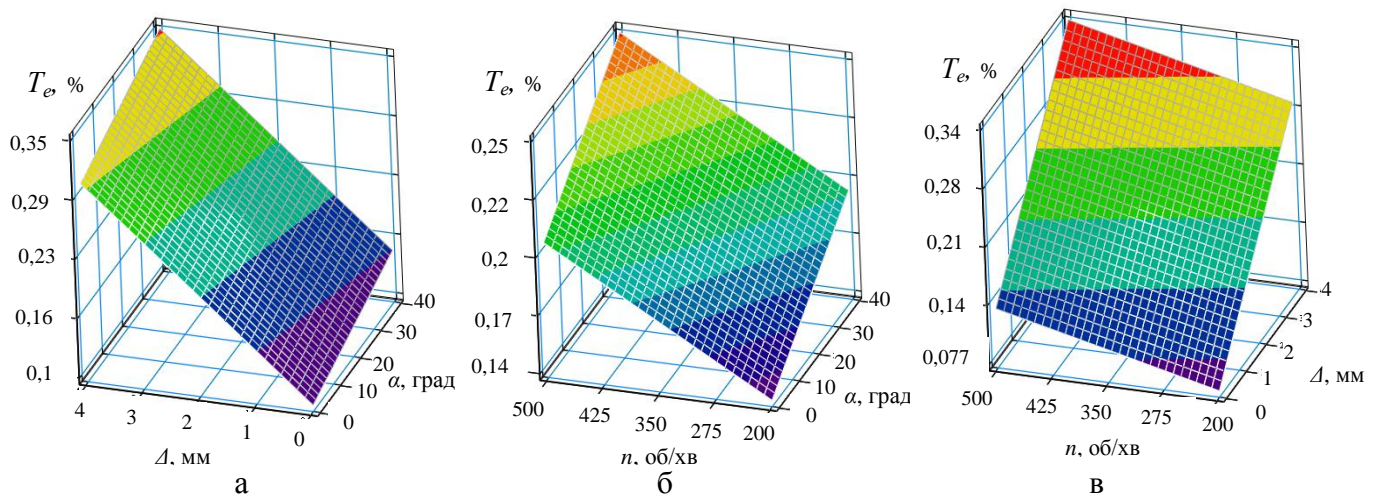


Рис. 15. Поверхні відгуку ступеня травмування T_e зернового матеріалу еластичним шнеком від зміни двох факторів: а - $T_e = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_e = f(n, \alpha)$; в - $T_e = f(n, \Delta)$

З аналізу поверхонь відгуку встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення $T_{жс}$, є величина зазору Δ . Далі за інтенсивністю впливу є кут α і несуттєво поступає йому за впливом частота обертання робочого органу n .

У п'ятому розділі наведено технологію виготовлення секційного еластичного шнека, напрямки подальших досліджень та економічну ефективність виконаних розробок. Спосіб виготовлення основи еластичного шнека полягає у навиванні смуги на ребро, з подальшим свердлінням отворів в розробленому кондукторі та калібруванні на крок, з його кріпленням до валу (рис. 16). Запропоновано конструкцію стенда для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу.

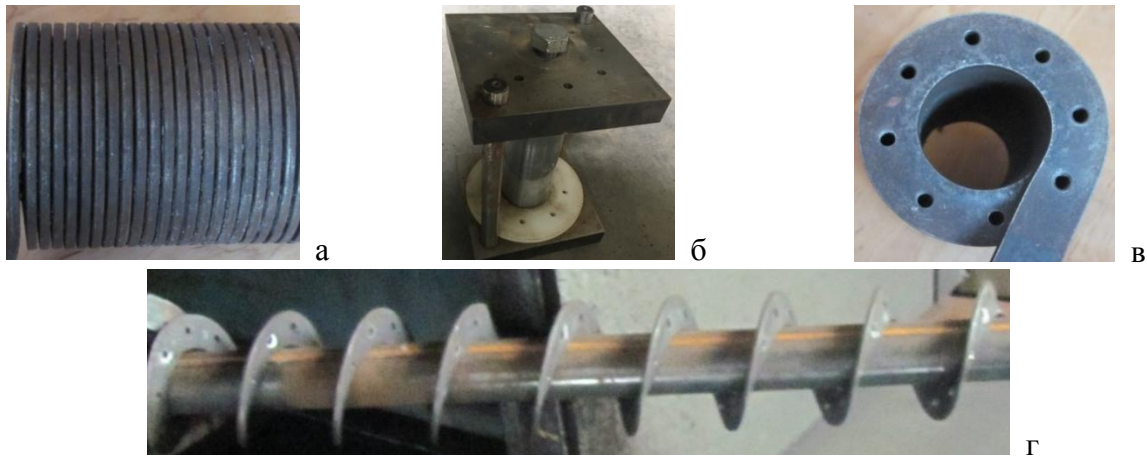


Рис. 16. Послідовність технологічних операцій та для виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею: а – смуга навіта на ребро; б – кондуктор для свердління; в – загальний вигляд просвердлених у навитій смугі на ребро отворів; г – шнек, калібрований на крок

Прогнозований економічний ефект при роботі зернового комбайну типу “Claas” із розробленим еластичним шнеком становитиме близько 25 тис. грн/рік.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішено науково-прикладне завдання, яке полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів шляхом розроблення нових конструкцій шнеків із секційною робочою еластичною поверхнею та обґрунтування їх конструктивних, силових і технологічних параметрів.

2. На основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії еластичних секцій шнека з зерновим матеріалом форми півсфера-конус. Встановлено, що максимальний вплив на значення осової N_o та колової N_k сил має модуль пружності еластичної секції. Далі за інтенсивністю впливу на величину N_o є початковий кут взаємодії еластичної секції з поверхнею зернини ($\alpha_n = 6 \dots 14^\circ$); довжина консольного виступу еластичної секції ($l = 0,024 \dots 0,032$ м) та кут нахилу основи шнека ($\beta_s = 10 \dots 30^\circ$) до центральної осі.

3. Встановлено, що під час транспортування зернового матеріалу з різним співвідношенням осей еліпсоїда, ймовірність заклинювання буде більшою для відносно довгих зернин. Зусилля тиску на зернину в найбільш навантаженому положенні виникає тоді, коли секція максимально деформована. Іншим фактором, що зменшує контактні навантаження, є деформація секції у місці заклинювання.

4. На основі теоретичного аналізу характеру руху потоку зернового матеріалу в зоні між сусідніми секціями, що перекриваються між собою встановлено, що збільшення коефіцієнтів тертя по поверхнях шнека μ_1 та кожуха μ_2 призводить до зменшення часу t_n та шляху l_n вільного руху частинок потоку сипкого матеріалу. Зростання величини кута ξ від 10° до 30° спричиняє зменшення l_n у 4,2 рази, а t_n - у 3,1 рази. Зміна частоти обертання робочого органу n від 200 до 800 об/хв призводить до збільшення l_n у 5 разів. Зростання величини підйому h зовнішньої лопаті від 0,5 до 3,5 мм спричиняє збільшення l_n в 1,24 рази, а t_n в 1,14 рази. Зміна величини кута

нахилу краю зовнішньої еластичної секції ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення l_n у 3,53 рази, а t_n у 3,16 рази.

5. Розроблені конструкції гвинтових робочих органів з секційною еластичною поверхнею, стендове обладнання та експериментальна установка з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили здійснити комплекс експериментальних досліджень. В процесі проведення експериментальних досліджень змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n , об/хв.); кут його нахилу до горизонту (α , град); величина зазору між шнеком і кожухом (Δ мм).

6. Наведено результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації еластичної секції Δ_n її ширини B_n , величини консольного виступу h_n та маси мірних вантажів $m_{сп}$. Залежності переважно мають лінійний характер. Причому для $h_n = 10...25$ мм збільшення B_n від 5 до 25 мм призводить до зростання величини навантаження для $\Delta_n = 2...8$ мм – у 4,3...5,9 разів.

При визначенні ступеня травмування зернового матеріалу T встановлено, що при застосуванні еластичних секцій у порівнянні з жорстким шнеком для $n = 100...400$ об/хв T зменшується в 1,55...3,0 рази, а при зміні $\alpha = 0...40^\circ$ для шнека з еластичними накладками T зменшується в 1,63...4,0 рази.

7. На основі проведеного багатofакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення потужності P на привод гвинтового конвеєра. Домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привод гвинтового конвеєра, є частота обертання робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу шнека до горизонту α . Найменший вплив на зміну величини потужності P на привод конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

8. Аналіз секундної продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні частот обертання робочого органу $n = 300...450$ об/хв, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,25...1,27 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,27...1,31 рази.

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кутів $\alpha = 0...60^\circ$ для $n = 450$ об/хв показує, що значення Q зменшується при збільшенні кута α . Причому інтенсивність падіння Q суттєво збільшується після значення кута $\alpha = 30^\circ$.

Для шнеків із еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, у діапазоні кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0...30^\circ$, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,28...1,29 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,28...1,33 рази.

9. Наведено технологію виготовлення основи еластичного шнека, напрямки подальших досліджень та економічну ефективність виконаних розробок. Розроблено спосіб виготовлення еластичного шнекового робочого органу. Запропоновано конструкцію стенду для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу. Встановлено, що, за мінімальними підрахунками, економічний ефект становитиме близько 25 тис. грн. при роботі одного зернового комбайну типу “Claas”, який збирає зернові з площі понад 100 га при врожайності зерна пшениці близько 100 ц/га та її вартості в межах 5000-5500 грн/т.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в наукових фахових виданнях України

1. Гевко Р. Б. Розробка конструкції та технологія виготовлення шнекового робочого органу з еластичною поверхнею / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький, М. Р. Гевко // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2014. – № 1. – С. 152–159. *(Автором наведено технологію виготовлення шнекового робочого органу).*

2. Гевко Р. Б. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами конвеєра / Р. Б. Гевко, С. В. Залуцький // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцький НТУ. – Луцьк, 2014.– Випуск 24.– С. 75–81. *(Автором проведено огляд існуючих способів і конструкцій еластичних шнекових робочих органів).*

3. Гевко Р. Б. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2015. – № 1.– С. 241–246. *(Автором проведено експериментальні дослідження).*

4. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R. Nevko, Y. Dzyadykevych, I. Tkachenko, S. Zalutskyi // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2016. – Том 81. – № 1. – С. 70–76. *(Автором обґрунтовано параметри еластичного шнека).*

5. Залуцький С. З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею / С. З. Залуцький // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2016.– № 1. – С. 159–162.

6. Визначення зусиль деформації еластичної лопаті шнека при її взаємодії із зерновим матеріалом / С. З. Залуцький, Ю. Б. Гладь, Р. Б. Гевко, Б. В. Погрішук // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2017. – № 2. – С. 13–19. *(Автором визначені величини зусиль деформації лопаті).*

7. Результати лабораторних досліджень еластичного секційного шнека / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький, Б. В. Погрішук, О. М. Клендій, Н. В. Добіжа // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2017. – № 3. – С. 245–250. *(Автором проведені та обґрунтовані результати лабораторних досліджень).*

Публікація у науковому виданні, яке включене до міжнародної науко метричної бази Scopus

8. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface / R. V. Nevko, S. Z. Zalutskyi, I. G. Tkachenko, O. M. Klendiy // INMATEH «Agricultural Engineering». – Bucharest, 2015. – Vol 46, no 2.– P. 133–138. *(Автором здійснено обробку проведених експериментальних досліджень).*

Матеріали і тези конференцій

9. Гевко Р. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами / Р. Гевко, С. Залуцький // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 19–20 грудня 2012 р.: тези доп. – Тернопіль, 2012. – С. 67–68. *(Автором проведений аналіз конструктивних схем еластичних шнеків).*

10. Залуцький С. З. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сипких сільськогосподарських матеріалів / С. З. Залуцький // Матеріали XVIII наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 12–17 вересня 2014 р.: тези доп. – Тернопіль, 2014. – С. 78–79.

11. Залуцький С. З. Розробка та обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів з еластичною поверхнею / С. З. Залуцький // Матеріали IV міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25–26 листоп. 2015р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – С. 144–145.

12. Залуцький С. З. Визначення параметрів еластичних гвинтових робочих органів для мінімізації пошкоджень зернових матеріалів / С. З. Залуцький // XIX наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя: 18–19 травня 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 109–110.

13. Залуцький С. З. Результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею / С. З. Залуцький // Матеріали V міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 17–18 листопада 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – Т.1. – С. 203–204.

14. Залуцький С. З. Результаты экспериментальных исследований шнеков с эластической поверхностью / С. З. Залуцкий, С. В. Синий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы международной научно-технической конференции молодых ученых: 27–28 октября 2016 г.: тезисы док. – Могилев, 2016. – С. 45. *(Автором проаналізовано результати досліджень)*.

15. Залуцький С. З. Розробка та дослідження шнеків з еластичною гвинтовою поверхнею / С. З. Залуцький, Р. Б. Гевко, О. М. Клендій // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології промислового комплексу”: тези доп. – Херсон, 2017. Випуск 3.– С. 137–140. *(Автором наведено результати експериментальних досліджень та їх аналіз)*.

16. Залуцький С. З. Розробка шнека з еластичною гвинтовою поверхнею / С. З. Залуцький // Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції «Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва»: 24–25 травня 2017 р.: тези доп. – Умань, С. 74–75.

17. Гевко Р. Покращення якісних показників при транспортуванні сипких матеріалів / Р. Гевко, О. Клендій, С. Залуцький // Сучасні проблеми землеробської механіки: збірник наукових праць XVIII міжнародної наукової конференції: 16–18 жовтня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, С. 49–52. *(Автором запропоновано різні варіанти виконання гвинтових конвеєрів)*.

18. Залуцький С. З. Разработка и исследования эластичных шнеков / С. З. Залуцкий, Р. Б. Гевко, С. В. Синий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы международной научно-технической конференции молодых ученых: 20-30 октября 2017 г.: тезисы док. – Могилев, 2017.– С. 47. *(Автором проаналізовано результати досліджень еластичних шнеків)*.

19. Залуцький С. З. Способи зниження пошкодження сипких матеріалів гвинтовими робочими органами / С. З. Залуцький // Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»: 1–3 листопада 2017р.: тези доп. – Кропивницький, 2017.– С. 120–122.

20. Залуцький С. З. Визначення параметрів еластичного шнека / С. З. Залуцький // Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва: матеріали IV міжнародна науково-практична конференція: 30 листопада 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, С. 250–252.

Патенти на корисні моделі України

21. Пат. № 80414 Україна, МПК В21D 11/06. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Пилипець М. І., Залуцький С. З.; заявник і патентоотримувач Тернопільський національний економічний університет. – заявка № u 201214308; заявл. 14.12.12; опубл. 27.05.13, Бюл. № 10. *(Автором запропоновано спосіб кріплення спіралі).*

22. Пат. № 81469 Україна, МПК G01N 3/00, A01C 1/00. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів / Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Вітровий А. О.; заявник і патентоотримувач Тернопільський національний економічний університет. – заявка № u 201302116; заявл. 20.02.13; опубл. 25.06.13, Бюл. № 12. *(Автор запропонував спосіб кріплення імітатора).*

23. Пат. № 101095 Україна, МПК В65G 33/26, В65G 33/16. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею / Крисоватий А. І., Залуцький С. З., Ткаченко І. Г., Градова М. В.; заявники і патентоотримувачі Крисоватий А. І., Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Ткаченко І. Г., Градова М. В. – заявка № u 201502180; заявл. 12.03.15; опубл. 25.08.15, Бюл. № 16. *(Автором запропоновано конструкції секцій).*

24. Пат. № 108782 Україна, МПК G65N 3/00, В 65G 33/26. Установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Рогатинська О. Р., Ткаченко І. Г.; заявники і патентоотримувачі Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Рогатинська О. Р., Ткаченко І. Г. – заявка № u 201601953; заявл. 29.02.16; опубл. 25.07.16, Бюл. № 14. *(Автор запропонував схему установки).*

25. Пат. № 119856 Україна, МПК В65G 33/26, В65G 33/16. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Залуцький С. З., Градовий В. В.; заявники і патентоотримувачі Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Залуцький С. З., Градовий В. В. – заявка № u 201704151; заявл. 26.04.17; опубл. 10.10.17, Бюл. № 19. *(Автором запропоновано схему перекриття секцій).*

АНОТАЦІЯ

Залуцький С. З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських 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, 2018.

Дисертація присвячена теоретичному та експериментальному дослідженню технологічного процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовими робочими органами із секційною еластичною поверхнею з метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів. На основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії шнекового робочого органу з еластичними секціями із зерновим матеріалом форми півсфера-конус.

Визначено зусилля деформації лопаті шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми, а також встановлені максимальні напруження, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею кожуха від величини прогину та параметрів еластичної лопаті. Встановлено вплив конструктивних і кінематичних параметрів еластичного шнека на характер руху сипкого матеріалу в зоні між сусідніми секціями. Визначено закономірності впливу параметрів шнека з еластичною поверхнею на ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Розроблено нову конструкцію шнекового робочого органу із секційною еластичною поверхнею та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Запропоновано методику та пристрій для визначення впливу на величину деформації еластичної пластини її параметрів, величини консольного виступу та зусилля навантаження. Спроектовано та виготовлено лабораторну установку для визначення експлуатаційних параметрів конвеєра.

Ключові слова: еластична секція, шнековий робочий орган, зерновий матеріал, деформація, ступінь пошкодження, продуктивність та енерговитрати.

АННОТАЦІЯ

Залуцький С. З. Обоснование параметров шнеков с рабочей эластичной поверхностью для транспортировки сельскохозяйственных материалов. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискания ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 “Подъемно-транспортные машины”. Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2018.

Диссертация посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию технологического процесса транспортирования сыпучих материалов винтовыми рабочими органами с секционной эластичной поверхностью с целью повышения эксплуатационных показателей винтовых конвейеров.

На основании выведенных аналитических зависимостей обоснованы рациональные параметры взаимодействия шнекового рабочего органа с эластичными секциями при взаимодействии с зерновым материалом формы полусфера-конус.

Определены усилия деформации эластичной секции шнека при взаимодействии с зерновым материалом эллипсоидной формы, а также определены максимальные напряжения, которые возникают в зоне контакта зерна с внутренней поверхностью направляющего кожуха в зависимости от величины прогиба и параметров эластичной секции.

Установлено влияние конструктивных и технологических параметров эластичного шнека на характер движения сыпучего материала в зоне между соседними секциями.

Определено влияние конструктивных, кинематических и технологических параметров эластичного шнека на функциональные и эксплуатационные показатели процесса работы винтового конвейера, а также на степень травмирования зернового материала.

Разработана конструкция шнекового рабочего органа с секционной эластичной поверхностью, а также обоснованы его рациональные конструктивно-

технологические параметры. Разработаны методика и устройство для определения влияния конструктивных параметров, а также усилия внешней нагрузки на величину деформации эластичной секции.

В результате экспериментальных исследований установлено, что доминирующим фактором, который влияет на энергоемкость процесса транспортирования сыпучего материала является частота вращения рабочего органа. Далее по мере убывания интенсивности влияния на энергоемкость процесса следуют величина наклона шнека к горизонту и величина зазора между эластичным шнеком и направляющим кожухом.

Спроектирована и изготовлена лабораторная установка для определения эксплуатационных параметров винтового конвейера с эластичным шнековым рабочим органом. Разработано технологическое оборудование для изготовления шнека с секционной эластичной рабочей поверхностью. Техническая новизна проделанных работ защищена пятью патентами Украины на полезные модели.

Ключевые слова: эластичная секция, шнековый рабочий орган, зерновой материал, степень повреждения, производительность и энергозатраты.

SUMMARY

Zalutskyi S. Z. Substantiation of parameters of augers with working elastic surface for transportation of agricultural materials. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Thesis for a Candidate Degree (Engineering) in specialty 05.05.05 Lifting and Transport Machines. – Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, 2018.

The thesis is devoted to theoretical and experimental research of the technological process of transporting bulk materials by screw working bodies with a sectional elastic surface in order to improve the operational parameters of screw conveyors.

Based on the developed analytical dependencies, rational parameters of the interaction of the auger working body consisting of elastic sections with the half-sphere-cone grain material are substantiated.

The efforts of deforming the screw blade during its interaction with the ellipsoid grain are determined; the maximum stresses that occur in the contact area of the grain with the inner surface of the casing are determined from the size of the deflection and the parameters of the elastic blade. The influence of the structural and kinematic parameters of the elastic screw on the nature of the bulk material movement in the zone between adjacent sections is established. The regularities of the influence of the screw parameters with the elastic surface on the parameters of conveyor operation are determined, as well as the degree of damage to the grain material.

A new design of a screw working body with a sectional elastic surface was developed and its rational structural and technological parameters were substantiated. The method and device for determining the influence of the elastic plate parameters on the value of its deformation, the size of the console protrusion and the load force are proposed. The laboratory installation for determining the operational parameters of the conveyor is designed and manufactured.

Keywords: elastic section, screw working body, grain material, deformation, degree of damage, productivity and energy consumption.