

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

ГЕВКО МИРОСЛАВ РОМАНОВИЧ



УДК 621.867.42

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль - 2013

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Рогатинський Роман Михайлович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, в.о. проректора з наукової роботи

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Дідух Володимир Федорович,
Львівський національний аграрний університет, завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин імені О.Д.Семковича;

кандидат технічних наук, доцент
Серілко Леонід Степанович,
Національний університет водного господарства та природокористування, доцент кафедри опору матеріалів теоретичної та будівельної механіки.

Захист відбудеться 25 червня 2013р. о 13⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 58.052.02 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд.79.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розісланий «__»_____2013р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

П.В. Попович

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з мінімальним ступенем їх пошкодження на криволінійних трасах в замкнених еластичних кожухах за допомогою гнучких гвинтових конвеєрів забезпечує високу мобільність виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи не можуть в повній мірі задовольнити експлуатаційні вимоги, які висуваються до таких типів транспортерів. Так, застосування суцільних спіралей шнеків призводить до їх швидких руйнувань внаслідок знакозмінних циклічних навантажень, а використання відомих комбінованих та секційних робочих органів характеризується високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищення енерговитрат, пошкодження транспортованого матеріалу та інтенсивного зношення внутрішньої поверхні гнучких еластичних кожухів.

Тому актуальним є завдання розробки нових конструкцій та обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів шарнірно з'єднаних секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, які забезпечать підвищення функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження, що складають основи дисертаційної роботи, виконані відповідно до Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком „Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості”. Основні положення роботи увійшли до звіту по темі: „Синтез систем неперервного транспорту на основі розкриття закономірностей формування потоку вантажу робочими поверхнями (номер державної реєстрації 0111 U002586), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою”.

Мета і задачі досліджень. *Мета роботи* – підвищення функціональних та експлуатаційних характеристик гнучких гвинтових конвеєрів шляхом розробки та обґрунтування параметрів шарнірно з'єднаних секційних гвинтових робочих органів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Відповідно до поставленої мети необхідно розв'язати такі *задачі*:

- провести аналіз відомих способів та конструкцій робочих органів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах і визначити напрямки їх вдосконалення;
- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірно з'єднаних секцій в залежності від кривизни технологічної магістралі;
- здійснити моделювання процесу переміщення сипкого вантажу в неактивній зоні між сусідніми гвинтовими ребрами для вибору оптимальних параметрів розробленого робочого органу;
- провести силовий аналіз для визначення взаємозв'язку між

конструктивними параметрами елементів гвинтових секцій, їх коловими навантаженнями та відповідними кутовими деформаціями;

- розробити методики проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальну установку гнучкого гвинтового конвеєра з визначенням його продуктивності при різних режимах роботи та з різними сипкими матеріалами сільськогосподарського виробництва;

- провести комплекс експериментальних досліджень для визначення впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів шарнірних секцій робочого органу на енерго-силові показники процесу транспортування сипких вантажів та встановлення ступеня пошкодження зернового матеріалу;

- здійснити синтез нових конструктивних схем секційних шарнірних гвинтових робочих органів з метою зменшення металомісткості та спрощення їх конструкцій при забезпеченні відповідної навантажувальної здатності в залежності від умов функціонування;

- розробити комп'ютерну модель для визначення взаємозв'язку між конструктивними та деформаційними параметрами елементів шарнірного гвинтового робочого органу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів гнучкими гвинтовими конвеєрами.

Предмет дослідження – взаємозв'язок режимів транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з параметрами секційного гвинтового конвеєра.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведені із застосуванням методів механіко-математичного моделювання, класичної механіки, опору матеріалів, теорії контактної взаємодії та переміщення матеріалу між сусідніми гвинтовими ребрами. Експериментальні дослідження проводились за галузевими та розробленими методиками на стандартизованому та спеціально сконструйованому і виготовленому обладнанні та приладах. При проведенні експериментальних досліджень застосовувались математичні методи планування багатофакторного експерименту. Обробка отриманих результатів здійснювалась на ПЕОМ за допомогою прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів.

На основі виведених аналітичних залежностей вперше визначено раціональні конструктивні параметри шарнірно з'єднаних гвинтових секцій в залежності від кривизни технологічної магістралі.

Встановлено вплив конструктивних та кінематичних параметрів шарнірно з'єднаних гвинтових секцій на переміщення сипкого вантажу в неактивній зоні між сусідніми гвинтовими ребрами для вибору оптимальної відстані між їх торцями.

Розроблено математичну модель напружено-деформівного стану секцій робочого органу з виведенням функціональних залежностей між конструктивними параметрами, силовими навантаженнями та відповідними кутовими деформаціями.

Вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, силових, динамічних і технологічних параметрів розробленого шарнірно-секційного робочого органу на функціональні та експлуатаційні показники процесу роботи гнучкого гвинтового конвеєра, а також ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Розроблено синтез секційних гвинтових робочих органів з генеруванням рядів конструктивних схем із заданими техніко-економічними характеристиками.

Практичне значення отриманих результатів.

За результатами теоретичних досліджень розроблено нову конструкцію шарнірно з'єданого гвинтового робочого органу гнучкого конвеєра та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри.

Розроблено лабораторну установку та методику визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами шарнірного зачеплення та елементів конструкції гвинтових секцій, а також експлуатаційних показників робочого органу.

Розроблено методику та визначено вплив на ступінь пошкодження зернового матеріалу конструктивних і кінематичних параметрів секційного гвинтового робочого органу.

Розроблено програмне забезпечення для визначення взаємозв'язку між конструктивними та деформаційними параметрами елементів шарнірного гвинтового робочого органу.

Розроблено конструктивно-технологічні схеми компонування гнучких гвинтових конвеєрів з робочими машинами для розширення функціональних можливостей транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Технічна новизна виконаних розробок захищена п'ятьма деклараційними патентами України на винаходи.

Окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 6.091902 "Механізація сільського господарства" для викладання дисциплін "Сільськогосподарські машини" у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. У теоретичних дослідженнях [1; 7] здобувачем виведено аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів секційного гвинтового робочого органу. Здійснено моделювання процесу переміщення сипкого вантажу в неактивній зоні між сусідніми гвинтовими ребрами для вибору оптимальної відстані між їх торцями. Проведений розрахунок напруженого стану елементів зачеплення шарнірних секцій та запропоновано методику вибору їх раціональних параметрів. Особистий внесок здобувача полягає у проведенні та обробці результатів експериментів, розробці комп'ютерної моделі для визначення взаємозв'язку між конструктивними та деформаційними параметрами елементів шарнірного гвинтового робочого органу [5; 6; 12]. За матеріалами дисертації отримано п'ять деклараційних патентів України на корисні моделі, в трьох з яких здобувачеві належать схеми кріплення гвинтових секцій робочих органів конвеєрів. Постановка задач, аналіз і трактування отриманих результатів виконані спільно з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювались на розширеному засіданні наукового семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2009-2012рр.), дванадцятій науковій конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (2008р), Всеукраїнській науковій конференції Тернопільського державного технічного університету імені

Івана Пулюя (2009р), науково-технічній конференції вчених та студентів "Актуальні задачі сучасних технологій"(Тернопіль, ТДТУ, 2010р), XXV науково-технічній конференції професорського-викладацького складу „Актуальні проблеми та перспективи науки і виробництва”(Луцьк, ЛНТУ, 2010р), міжнародній науковій конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки”, присвяченій 112-ій річниці з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (Вінниця, ВНАГ, 2012). В повному обсязі робота доповідалась на засіданні науково-методичної ради за напрямом підготовки «Машинобудування» МОН України, на науковому семінарі „Підйомно-транспортні машини“ Підйомно-транспортної Академії Наук України та на розширеному засіданні тематичного наукового семінару кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2012р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 17 наукових праць, з них 7 – у фахових виданнях, 5 – деклараційних патентів України на корисні моделі, 5 – у тезах наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 150 найменувань, з них 18 іноземною мовою та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 178 сторінок, в тому числі 151 основного тексту, 86 рисунків і 6 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

У першому розділі проведено аналіз способів транспортування сипких матеріалів у замкнених кожухах технологічних магістралей та схеми їх компонування. Наведено класифікацію гнучких гвинтових конвеєрів та здійснено огляд конструкцій робочих органів, а також аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів.

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

Аналіз наукових праць показав, що розрахунок і вибір оптимальних параметрів робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів необхідно здійснювати на основі реалізації моделей безпосередньої взаємодії робочих поверхонь із сипким матеріалом, враховуючи при цьому його реологічні властивості. Також встановлено, що існуючі конструкції робочих органів конвеєрів не в повній мірі задовольняють функціональні вимоги щодо пошкодження зернових матеріалів при

забезпеченні мінімальних енерговитрат на виконання технологічного процесу в різних компоновках з робочими машинами.

У другому розділі проведено теоретичне обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Для реалізації поставлених задач запропонована конструктивна схема секційного гвинтового робочого органу (рис.1).

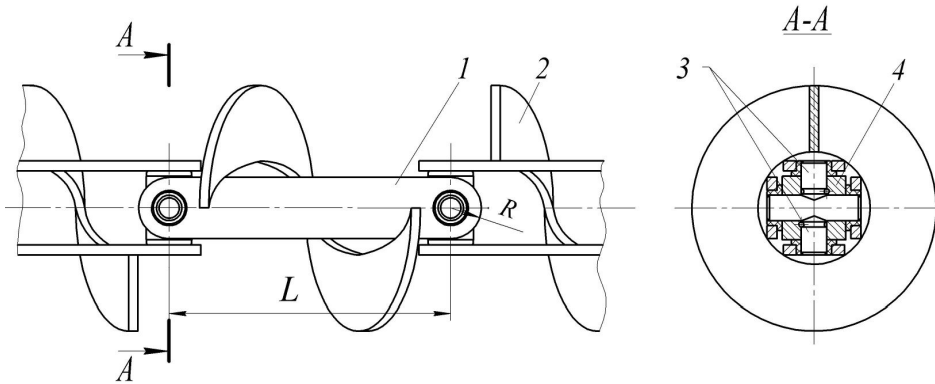


Рис.1. Конструктивна схема секційного гвинтового робочого органу

При обертанні робочого органу в еластичному кожусі крутний момент між секціями передається через пластини 1 з жорстко закріпленим гвинтовим ребром 2 на антифрикційні втулки, пару радіальних пальців 3 та проміжну основу 4. В процесі роботи конвеєра на криволінійних трасах, радіальні пальці повертаються відносно антифрикційних втулок, забезпечуючи передачу крутного моменту і транспортування сипкого матеріалу гвинтовими ребрами.

Взаємозв'язок між конструктивними параметрами шарнірного з'єднання секцій та технологічним параметром робочої магістралі, а саме її мінімально допустимим радіусом кривизни R_{Tmin} , встановлювали з умови виключення заклинювання елементів шарнірного з'єднання сусідніх секцій. На рис.2а зображено розташування секцій в площині XOY , а на рис.2б у взаємоперпендикулярній площині XOZ , де H – ширина плоских пластин, бокові поверхні яких виконано з радіусом R ; L - довжина секції, яка визначається як відстань між сусідніми шарнірними отворами; Δ_3 - величина зазору між пластинами сусідніх секцій при їх осьовому розташуванні; 2^1 ; 2^2 ; 2^3 – кутові положення зміщення секції 2 відносно секції 1; φ_T ; α_T ; ξ_T ; γ_T - кути повороту секцій в процесі їх повертання;

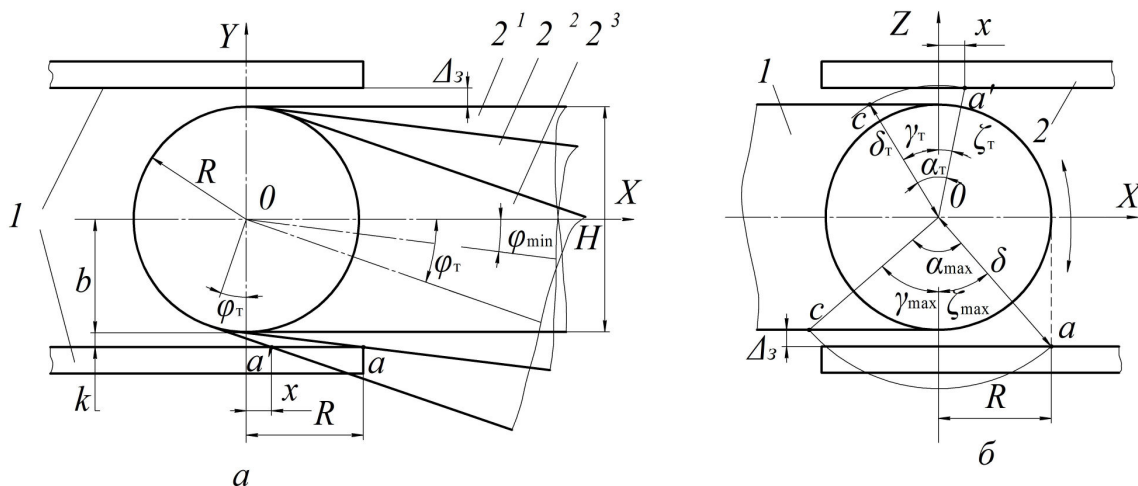


Рис.2. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами шарнірного з'єднання секцій робочого органу:

x ; k ; b ; δ - змінні значення геометричних величин положень елементів і точок секцій при їх повертанні.

Мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} від конструктивних параметрів шарнірного з'єднання секцій

$$R_{min} = L/2 \operatorname{tg}(\alpha_T/2), \quad (1)$$

де $\alpha_T = \xi_T + \gamma_T$;

$$\gamma_T = \arccos \{ (R \cos \xi_T) / (R + \Delta_3) \};$$

$$\xi_T = \arccos \{ (R + \Delta_3 - R/\cos \varphi_T) / (R + \Delta_3) \operatorname{tg} \varphi_T \}.$$

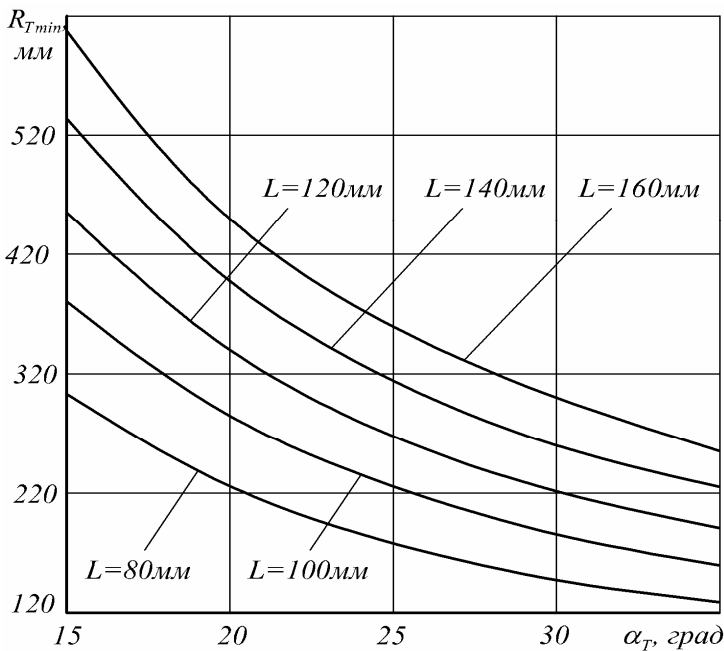


Рис.3. Графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі R_{Tmin} від кута α_T

Проведений аналіз системи рівнянь (1) показав, що домінуючим фактором, при якому забезпечується умова рівномірного повертання секцій ($\varphi_T = \alpha_T$) є величина зазору Δ_3 . Так, при постійному значенні $R = 12$ мм для $\Delta_3 = 0,5$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 16,2^\circ$; для $\Delta_3 = 1$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 22,2^\circ$; для $\Delta_3 = 2$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 31^\circ$; для $\Delta_3 = 3$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 36,6^\circ$. Зміна величини R при постійному значенні Δ_3 в меншій мірі впливає на зміну рівновеликих кутів φ_T і α_T . Так при $\Delta_3 = 3$ мм величина $\varphi_T = \alpha_T$ набуває таких значень: $R = 12$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 36,6^\circ$; $R = 15$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 33,3^\circ$; $R = 18$ мм – $\varphi_T = \alpha_T = 31^\circ$.

На рис.3 представлено графічні залежності зміни мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} від величини кутового повертання α_T сусідніх секцій при різних їх довжинах L .

Для ефективної роботи гнучкого гвинтового конвеєра та забезпечення гарантованого безконтактного обертання шарнірних секцій радіус траси вибирається з умови $R \geq (1,2 \dots 1,3) R_{Tmin}$.

Підвищення ефективності переведення сипкого матеріалу між секціями досягається виконанням їх гвинтових спіралей меншої довжини ніж основи. Сипкий матеріал з однієї секції на іншу передається завдяки інерції, а тому метою теоретично розрахунку є визначення траєкторії руху сипкого вантажу після виходу з гвинтового ребра однієї секції та встановлення умов для його подальшого руху при попаданні на гвинтове ребро наступної секції.

Виділимо серед потоку вантажу його елементарний об'єм. На рис.4 показані зусилля, які діють на виділений елемент вантажу, що переміщається в кожусі під дією гвинтового робочого органу.

Рівняння руху виділеного об'єму вантажу запишеться

$$\overline{ma} = \overline{N_1} + \overline{N_2} + \overline{F_1} + \overline{F_2} + \overline{mg}. \quad (2)$$

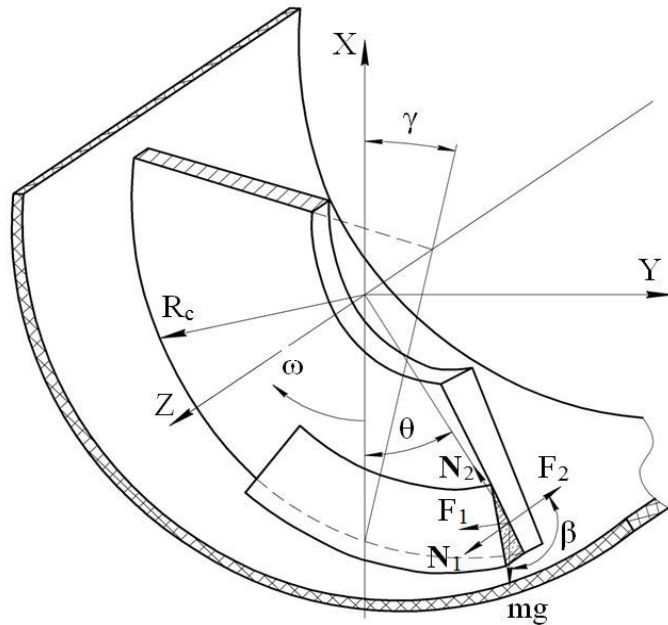


Рис.4. Розрахункова схема для визначення зусиль, що діють на сипкий вантаж, який безвідривно переміщається в жолобі

В розгорнутому вигляді система прийме вигляд

$$m\ddot{z} = N_1 (\cos \gamma - \mu_1 \sin \gamma) - \mu_2 (mg \cos \theta \cos \alpha + mR_c \dot{\theta}^2) \sin \beta - mg \sin \alpha; \quad (3)$$

$$mR_c \ddot{\theta} = N_1 (\sin \gamma + \mu_1 \cos \gamma) - \mu_2 (mg \cos \theta \cos \alpha + mR_c \dot{\theta}^2) \cos \beta - mg \sin \theta \cos \alpha. \quad (4)$$

де m - маса виділеного елемента; R_c - радіус спіралі; N_1 - реакція спіралі на вантаж; F_1 - сила тертя від реакції N_1 ; N_2 - реакція жолоба на вантаж; F_2 - сила тертя від реакції N_2 ; γ - кут підйому гвинтової поверхні спіралі; α - кут нахилу осі спіралі до горизонту; β - кут напрямку руху вантажу відносно жолоба; θ - кутовий параметр виділеного елемента в його коловому русі; z - поздовжня координата виділеного елемента вздовж осі жолоба; μ_1 і μ_2 - відповідно коефіцієнти тертя вантажу по поверхнях спіралі та жолобу.

В кінцевому вигляді диференціальне рівняння руху для змінної θ запишеться

$$\ddot{\theta} + \dot{\theta}^2 A + B_c \cos \theta - B_s \sin \theta - C = 0. \quad (5)$$

Вказані коефіцієнти визначаються

$$A = \mu_2 [\cos(\beta + \gamma) - \mu_1 \sin(\beta + \gamma)]; \quad B_c = \frac{\mu_2 g}{R} [\cos(\beta + \gamma) - \mu_1 \sin(\beta + \gamma)] \cos \alpha \cos \gamma;$$

$$B_s = \frac{g}{R} (\cos \gamma - \mu_1 \sin \gamma) \cos \alpha \cos \gamma; \quad C = \frac{g}{R} (\sin \gamma + \mu_1 \cos \gamma) \sin \alpha \cos \gamma.$$

Безвідривний режим транспортування досягається при умові $\dot{\theta} > \sqrt{g/R}$.

Другим етапом руху сипкого вантажу є проходження неактивної зони, в якій його переміщення описується двома диференціальними рівняннями другого порядку

$$m\ddot{z} = -\mu_2 (mg \cos \theta \cos \alpha + mR \dot{\theta}^2) \sin \beta - mg \sin \alpha; \quad (6)$$

$$mR \ddot{\theta} = -\mu_2 (mg \cos \theta \cos \alpha + mR \dot{\theta}^2) \cos \beta - mg \sin \theta \cos \alpha. \quad (7)$$

При цьому зміна кутової швидкості визначається як сума проекцій векторів швидкостей на дотичну до кола у точці дотику

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{x} \sin \theta - \dot{y} \cos \theta}{R}. \quad (8)$$

Аналіз руху виділеного елемента в потоці сипкого вантажу та у зоні відриву від гвинтової спіралі проводився за допомогою створеної програми на мові Delphi із застосуванням метода Рунге-Кутта з можливістю графічного відображення отриманих результатів.

На рис.5 представлені графічні залежності дальності вільного переміщення сипкого вантажу L від частоти обертання робочого органу n (а) та від кута підйому технологічної магістралі α_m (б) при різних кутових положеннях θ елемента вантажу в момент його відриву від ребра гвинтової спіралі. При розрахунках постійними приймалися такі значення параметрів: $\gamma = 22,6^\circ$; $n = 600$ об/хв; $\alpha_m = 20^\circ$; $R_c = 50$ мм.

З аналізу графічних залежностей можна зробити висновок, що максимальна величина L відповідає куту $\theta = 90^\circ$, ($\theta = 0^\circ$ відповідає нижній горизонтальній точці кожуха) і становить $L = 0,223$ м для $n = 750$ об/хв., а мінімальна - $L = 0,193$ м для $\theta = 270^\circ$. В той же час при $n = 450$ об/хв величина L для різних кутових положень θ елемента вантажу знаходиться в межах $L = 0,055...0,072$ м.

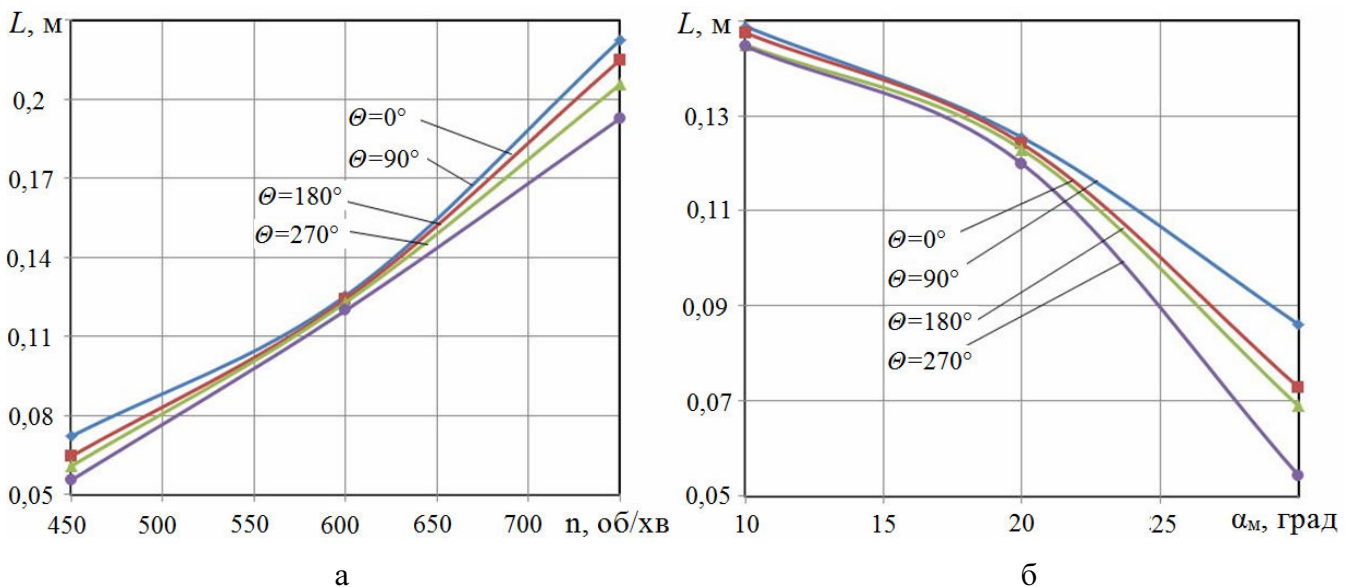


Рис.5. Графічні залежності дальності L вільного переміщення вантажу від частоти обертання робочого органу n (а) та від кута підйому технологічної магістралі α_m (б) при різних кутових положеннях θ елемента вантажу в момент його відриву від ребра гвинтової спіралі

При частоті обертання робочого органу $n = 600$ об/хв спостерігається найменший діапазон зміни дальності польоту вантажу від кута θ : $L = 0,119...0,125$ м.

При мінімальному куті підйому технологічної магістралі $\alpha_m = 10^\circ$ дальність польоту сипкого вантажу є максимальною і становить $L = 0,144...0,148$ м. Із збільшенням кута підйому магістралі дальність польоту вантажу зменшується, і при $\alpha_m = 30^\circ$ становить $L = 0,054...0,086$ м.

Проведено розрахунок конструктивно-кінематичних параметрів шарнірних секцій робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Кути повороту ведучої та

веденої секції шнека пов'язані між собою нелінійною залежністю, а відношення кутових швидкостей цих секцій є змінною величиною.

Кутове переміщення ведених секцій можна визначити на основі рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \varphi_2 &= \arctg[(\cos\alpha_{12})^{-1}\text{tg}(\varphi_1+\psi_1)]-\arctg[(\cos\alpha_{12})^{-1}\text{tg}\psi_1]; \\ \varphi_3 &= \arctg[(\cos\alpha_{23})^{-1}\text{tg}(\varphi_2+\psi_2)]-\arctg[(\cos\alpha_{23})^{-1}\text{tg}\psi_2]; \\ &\dots \\ \varphi_{n+1} &= \arctg[(\cos\alpha_{n,n+1})^{-1}\text{tg}(\varphi_n+\psi_n)]-\arctg[(\cos\alpha_{n,n+1})^{-1}\text{tg}\psi_n], \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де φ_i – кут повороту секції, який відраховують відносно вибраної системи відліку; $\alpha_{i,i+1}$ – кут між осями секцій в площині, яка проходить через осі секцій; i – номер секції, $i = 1, 2, \dots, n$; ψ_i – фазовий кут шарніра секції – кут між площиною ведучого торцевого механізму та площиною, яка проходить через осі секцій.

Кутову швидкість і кутове прискорення визначали шляхом послідовного диференціювання виразу (9)

$$\omega_{n+1} = \frac{ac\omega_1}{a^2 \sin^2 \varphi_1 + (b \sin \varphi_1 + c \cos \varphi_1)^2}, \quad (10)$$

де ω_{n+1} – кутова швидкість веденої секції; ω_1 – кутова швидкість ведучої секції.

За умови, що $\omega_1 = \text{const}$, кутове прискорення секції визначається наступним чином

$$E_{n+1} = -\frac{ac\omega^2[(a^2 + b^2 - c^2) \sin 2\varphi_1 + 2bc \cos 2\varphi_1]}{[a^2 \sin^2 \varphi_1 + (b \sin \varphi_1 + c \cos \varphi_1)^2]^2}, \quad (11)$$

де a, b, c – параметри моделі, що визначаються кількісним та просторовим розміщенням секційних елементів.

Розглянемо силові параметри при закручуванні першої та другої секції гвинтового робочого органу в штовхаючому режимі (рис.6).

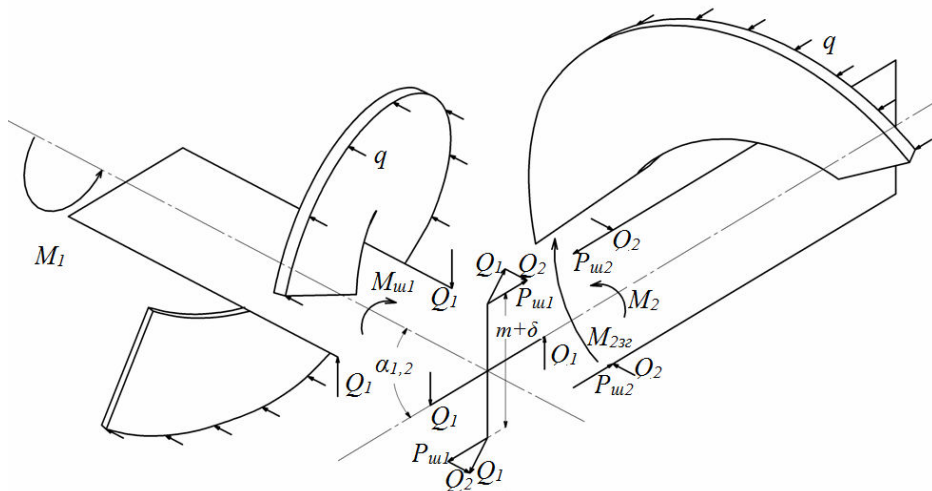


Рис.6. Схема дії сил при статичному навантаженні на хрестовину міжторцевого шарнірного поворотного механізму гвинтової секції, при $M_{\zeta\bar{a}_1} = 0$; $\varphi_1 = 0$; $M_{\zeta\bar{a}_2} = M_1 \sin \alpha_{1,2}$

За аналогією із силовими параметрами шарнірних муфт, крутний момент M_{w_1} , який прикладений до шарнірного поворотного механізму секцій визначався

$$M_{\phi_1} = M_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{1,2} \cos^2 \phi_1}. \quad (12)$$

де M_1 – крутний момент, який прикладений до ведучої секції.

Сила, яка сприймається шарнірним поворотним механізмом гвинтових секцій, розраховується за формулою

$$P_{\phi_1} = 0,5 M_{\phi_1} (m + \delta)^{-1}. \quad (13)$$

Крутний момент, прикладений до веденої секції

$$M_2 = M_1 (1 - \sin^2 \alpha_{1,2} \sin^2 \phi_1) \cos^{-1} \alpha_{1,2}. \quad (14)$$

Нахил осей секцій призводить до виникнення згинального моменту $M_{z\phi_1}$, прикладеного в площинах перекосу секцій

$$M_{z\phi_1} = M_1 \operatorname{tg} \alpha_{1,2} \cos \phi_1. \quad (15)$$

Згинальний момент, який прикладений до веденої секції, розраховується за формулою

$$M_{z\phi_2} = M_1 \operatorname{tg} \alpha_{1,2} \sin \phi (1 - \sin^2 \alpha_{1,2} \sin^2 \phi)^{0,5}. \quad (16)$$

З метою підвищення жорсткості секцій запропоновано конструкцію із жорстким кріпленням спіралі до пластин валу.

У запропонованій конструкції гвинтової секції жорстке кріплення спіралі до пластин валу утворює свого роду ферму, що значно підвищує жорсткість секції. У математичній моделі конструкції, яка розраховується, спіраль представлено як нахилений стержень з приведеними параметрами січень.

Загальний вигляд такої секції та розрахункова схема для визначення її кута закручування секції представлено на рис.7.

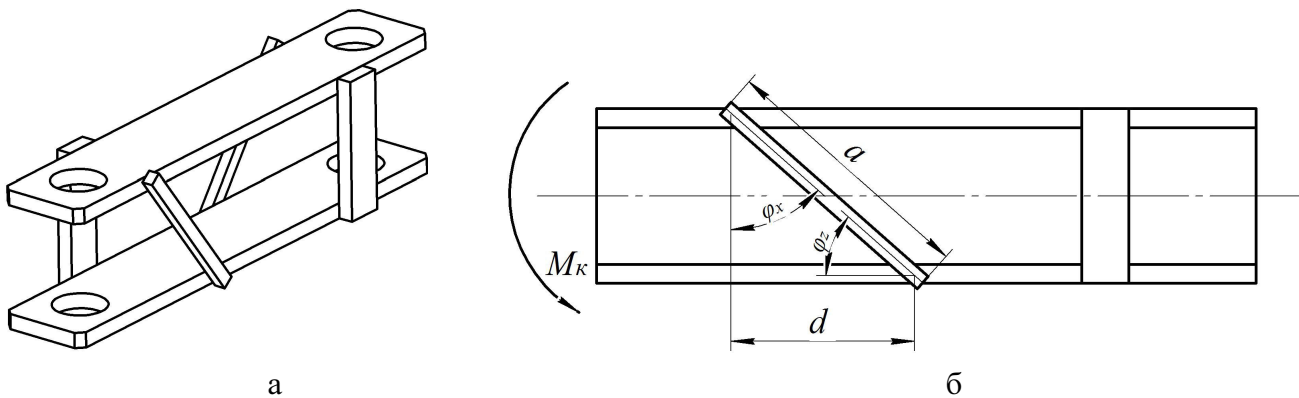


Рис.7. Загальний вигляд моделі секції (а) та розрахункова схема (б) для визначення кута її закручування

Умова жорсткості секції за допустимим кутом її закручування має вигляд

$$\varphi = \frac{\dot{l} \cdot l}{GJ_d \left(1 + \frac{EF_p \cdot (2\omega \cos \varphi_z - ed \cos \varphi_x)^2}{\dot{a} d GJ_d} \right)} \leq [\varphi], \quad (17)$$

де M_k – прикладений крутний момент; l – довжина секційного валу; a – довжина стержня між точками його закріплення; d – відстань між точками нахилого стержня; G – модуль пружності при зсуві; J_d – момент інерції перерізу стержня; F_p – площа поперечного перерізу нахилого стержня; ω – секторальна координата

точки прикріплення розкошу, m^2 ; φ_z, φ_x – кути нахилу стержня до основи секції; e – відстань від центра згину до площини.

Напруження згину i -го радіального пальця та відповідна умова його міцності має вигляд

$$\sigma_{\zeta\bar{a}_i} = \frac{M_{\phi_i} h_{\zeta\bar{a}}}{0,1d_{pn}^3 l_{xp} \cos \gamma_i} \leq [\sigma_{\zeta\bar{a}}], \quad (18)$$

де h_{zp}, l_{xp}, d_{pn} – геометричні розміри шарнірного елемента; γ – кут між осями суміжних секцій гвинтового конвеєра; $i = 1..k$; k – кількість секцій; $0,1d_{pn}^3$ – момент опору перерізу радіального пальця. В існуючих конструкціях $[\sigma_{\zeta\bar{a}}] = 200\dots300$ МПа.

Напруження зрізу i -го радіального пальця і відповідна умова міцності

$$\tau_{\zeta\bar{a}_i} = \frac{4M_{\phi_i}}{l_{xp} \pi d_{pn}^2 \cos \gamma_i} \leq [\tau_{\zeta\bar{a}}]. \quad (19)$$

Допустимі дотичні напруження зрізу в існуючих конструкціях становить $[\tau_{zp}] = 60\dots100$ МПа.

Таким чином, вищенаведені розрахункові залежності можуть бути використані для вибору раціональних параметрів елементів шарнірного робочого органу в залежності від його навантаження крутним моментом при транспортуванні сипкого матеріалу.

У третьому розділі наведено програму, методику та результати експериментальних досліджень.

На рис.8 представлено експериментальний робочий орган (рис.8а), що містить шарнірно з'єднані між собою гвинтові секції, які виконані у вигляді двох паралельно розташованих пластин 1, на яких закріплені гвинтове ребро 2. З пластинами через антифрикційні втулки 3 взаємодіє шарнірний елемент 4, в якому у взаємо перпендикулярних площинах виконано ряд радіальних отворів 5. В отворах встановлені пальці 6, котрі в свою чергу закріплені на пластинах. Регулювання відстані Δ між гвинтовими ребрами забезпечується переставлянням пальців в радіальних отворах шарнірного елемента з подальшою їх фіксацією.

Також регулювання відстані Δ досягається за рахунок застосування квадратних основ змінної довжини, по боках яких виконані взаємо перпендикулярні отвори, що зображено на рис.8б.

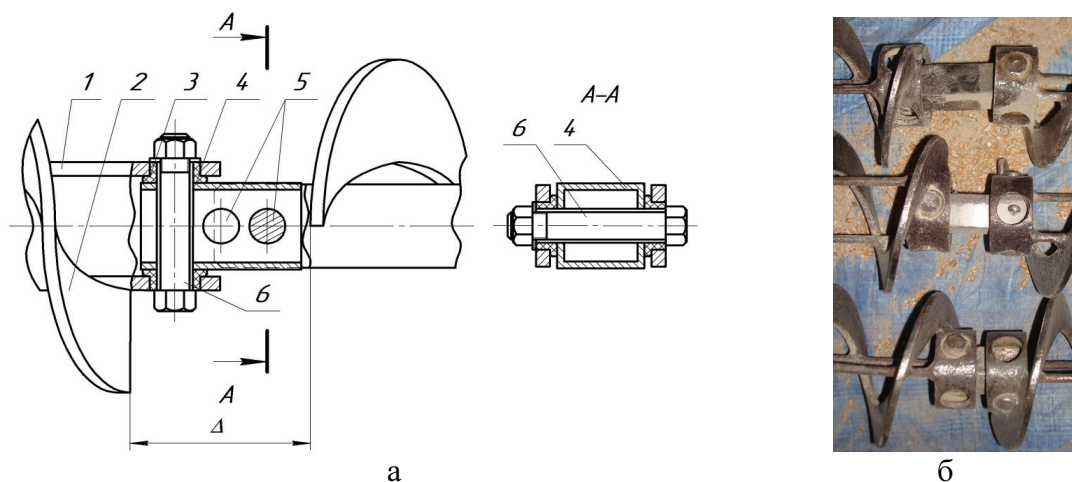


Рис.8. Конструктивна схема та загальний вигляд експериментального робочого органу

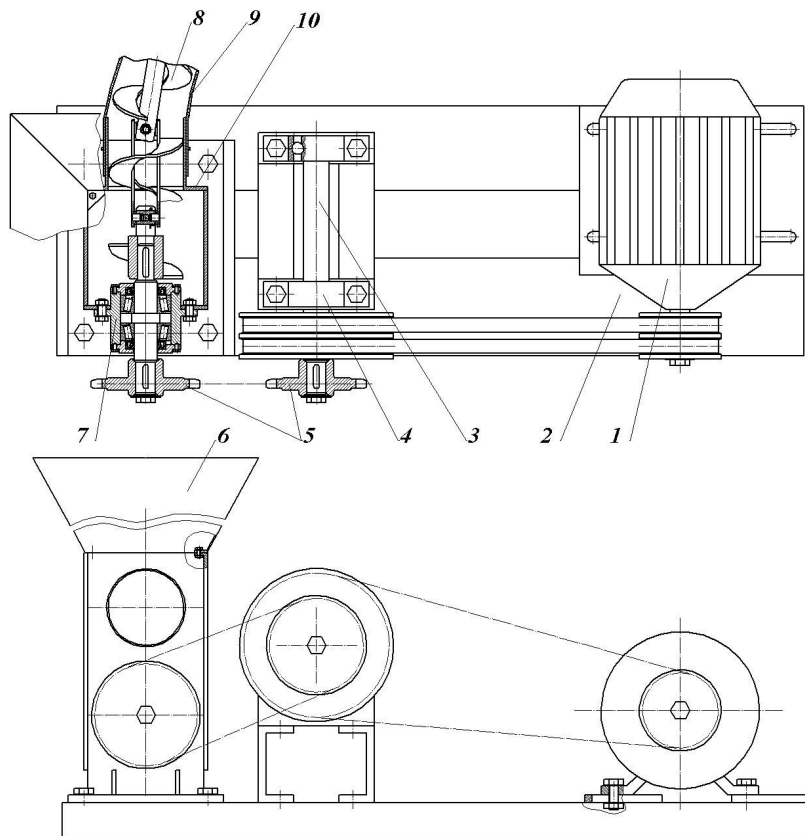


Рис.9. Конструктивна схема експериментальної установки

Розроблено експериментальну установку, конструктивна схема якої представлена на рис. 9. На рамі 2 встановлений електродвигун 1, який з'єднаний з проміжним валом 3, розташованого в опорах 4. З валу 3 за допомогою зірочок 5 крутний момент передається на робочий орган 8, привідний вал якого закріплений до корпусу 10 за допомогою підшипникового вузла 7. Робочий орган вільно розташований у кожусі 9. У верхній частині корпусу закріплений бункер 6.

У тягнучому режимі заслонка під корпусом відкривається, а рама піднімається, що дозволяє вільно просипатись матеріалу при вивантаженні. При цьому,

встановлюється завантажувальний патрубок, в якому розташований вільний кінець спіралі, а над завантажувальним патрубком закріплюється демонтований бункер.

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 і програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Дані про зміну крутного моменту та потужності двигуна в часі отримували у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і фіксації отриманих результатів зображено на рис.10.



Рис.10. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання частоти обертання ротора електродвигуна і отримання результатів

Параметри робочого органу: довжина – 4000 мм; внутрішній діаметр еластичного кожуха – 100 мм; зовнішній діаметр спіралі шнека – 96 мм; внутрішній діаметр спіралі шнека – 46 мм; крок спіралі – 80 мм.

За результатами досліджень побудовано графічні залежності пікових значень крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n при різних величинах відстані між торцями гвинтових ребер Δ сусідніх секцій у тягнучому (рис.11а) та штовхаючому режимах (рис.11б).

Аналіз графічних залежностей при тягнучому режимі (рис.11а) показує, що при збільшенні частоти обертання n робочого органу від 450 до 750 об/хв крутний момент T спадає, причому для зазору $\Delta = 14$ мм падіння ΔT становить 8,6%, для $\Delta = 28$ мм – $\Delta T = 5,3\%$, а для $\Delta = 42$ мм – $\Delta T = 3\%$.

Щодо потужності N , то залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання N при збільшенні частоти обертання робочого органу. Так для $\Delta = 14$ мм – $\Delta N = 54\%$, для $\Delta = 28$ мм – $\Delta N = 58\%$, для $\Delta = 42$ мм – $\Delta N = 61\%$.

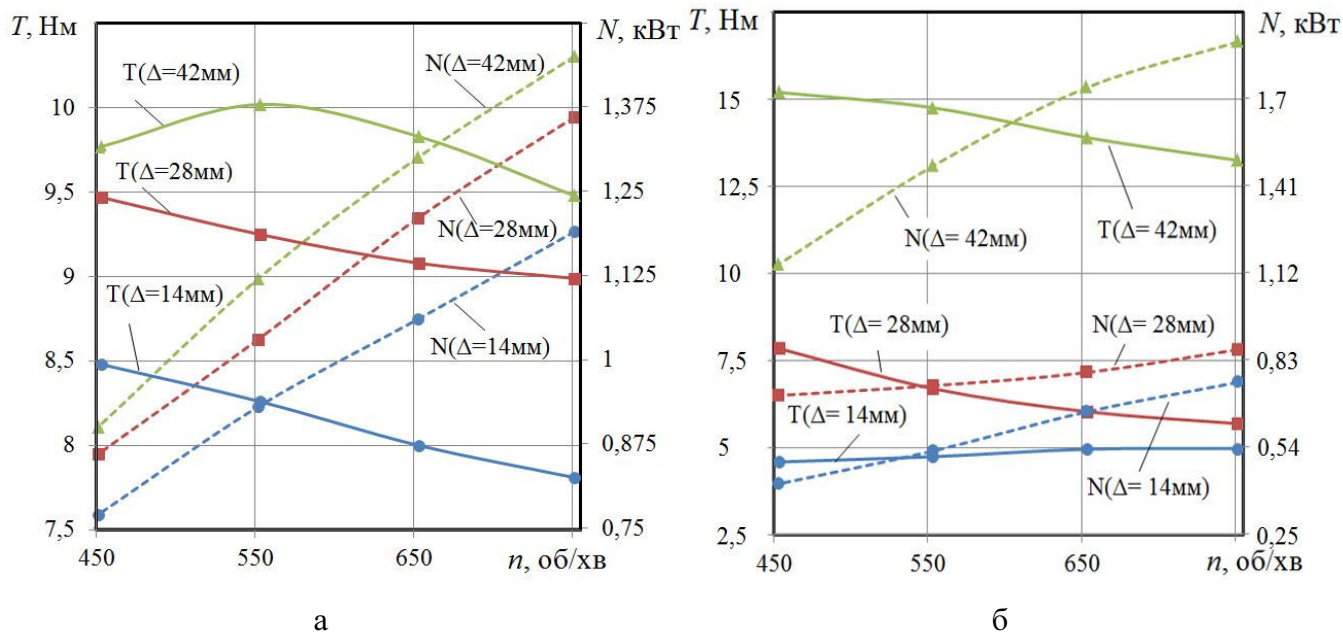


Рис.11. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання робочого органу n у тягнучому (а) та штовхаючому (б) режимах при транспортуванні зерна

Збільшення відстані між торцями ребер сусідніх секцій Δ в даному діапазоні значень призводить до зменшення як крутного моменту, так і потужності.

В тягнучому режимі на відміну від штовхаючого робочий орган працює на розтяг, тому не відбувається радіального та кутового зміщення секцій і відповідно не виникає надлишкового тертя робочого органу по поверхні гнучкого кожуха.

Для штовхаючого режиму роботи конвеєра при зростанні величини Δ спостерігається зворотна тенденція зміни T і N (рис.11б). Так для величини $\Delta = 14$ мм розбіжність значень крутних моментів знаходиться в межах 6,5...8,4%, для $\Delta = 28$ мм – 26...66 %, а для $\Delta = 42$ мм – 239...258 %.

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: пшениця - 720 кг/м³; горох - 730 кг/м³; комбікорм - 550 кг/м³; висівки - 250 кг/м³.

Встановлено, що максимальна продуктивність конвеєра при транспортуванні матеріалів з більшою об'ємною масою (горох, пшениця) знаходиться в межах $n = 650...670$ об/хв, і їх значення подібні між собою: $\Pi = 5100...5200$ кг/год. Для більш легких матеріалів (комбікорм, висівки) в даному діапазоні зміни n спостерігається зростання продуктивності, а їх характер наближений до лінійних залежностей.

Отримано регресійну залежність із визначення впливу n , Δ і h (висота піднімання матеріалу) на величину крутного моменту T при транспортуванні зерна

$$T = -0,667442 + 0,012691n + 17,064586h + 0,118525\Delta - 0,000005n^2 - 0,005277nh - 0,000438n\Delta - 4,827612h^2 - 0,023019h\Delta + 0,014866\Delta^2. \quad (20)$$

Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту T , є величина зазору Δ та величина n , однак і висота піднімання матеріалу h також суттєво впливає на значення T . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $400 < n < 700$ (об/хв); $0,2 < h < 1,2$ (м); $0,014 < \Delta < 0,042$ (м).

На рис.12 зображено поверхні відгуку зміни величин T від одночасної зміни двох факторів: а – $T = f(h, n)$; б – $T = f(\Delta, n)$; в – $T = f(\Delta, h)$.

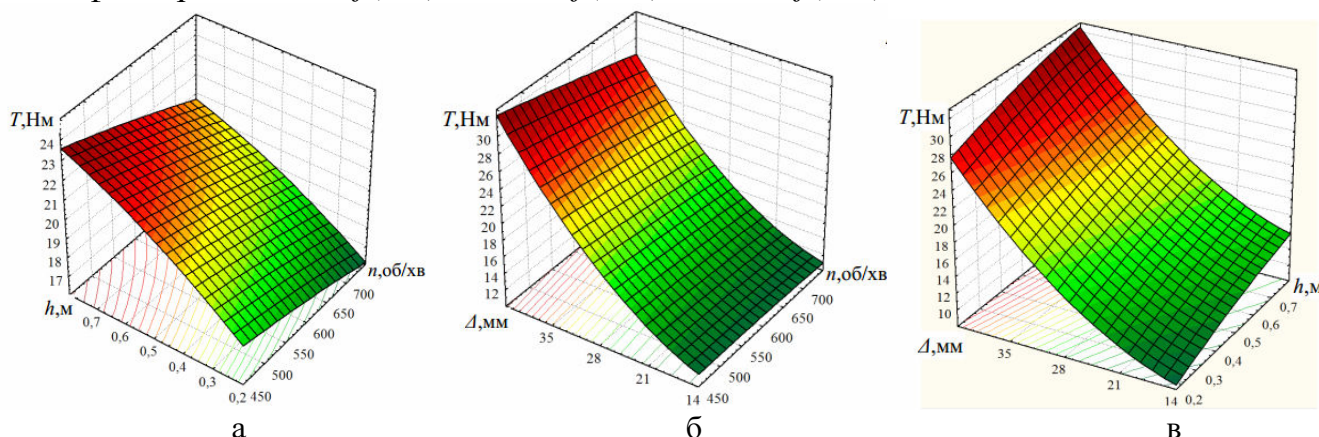


Рис.12. Поверхні відгуку залежностей: а – $T = f(h, n)$; б – $T = f(\Delta, n)$; в – $T = f(\Delta, h)$

Також отримано регресійну залежність з визначення впливу n , Δ і m (маса робочого органу) на ступінь пошкодження зернового матеріалу Π_3

$$\begin{aligned} \Pi_3 = & 20,51 + 9,38 \cdot 10^{-4} n - 8,7 m - 1,23 \cdot 10^{-2} \Delta - 8,98 \cdot 10^{-4} n m - 1,67 \cdot 10^{-5} n \Delta + \\ & + 7,22 \cdot 10^{-3} m \Delta + 6,22 \cdot 10^{-6} n^2 + 1,22 m^2 + 5,77 \cdot 10^{-4} \Delta^2. \end{aligned} \quad (21)$$

Встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на ступінь травмування зернового матеріалу Π_3 є величина зазору Δ та маса робочого органу m , а найменш впливовим – n . Також можна констатувати, що при швидкості обертання робочого органу в межах 550-650 об/хв спостерігається мінімальне пошкодження зернового матеріалу. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $450 < n < 750$ (об/хв); $3,49 < m < 4,44$ (кг/пм); $0,014 < \Delta < 0,042$ (м).

На рис.13 зображено поверхні відгуку зміни величини Π_3 від одночасної зміни двох факторів: а – $\Pi_3 = f(m, n)$; б – $\Pi_3 = f(\Delta, n)$; в – $\Pi_3 = f(\Delta, m)$.

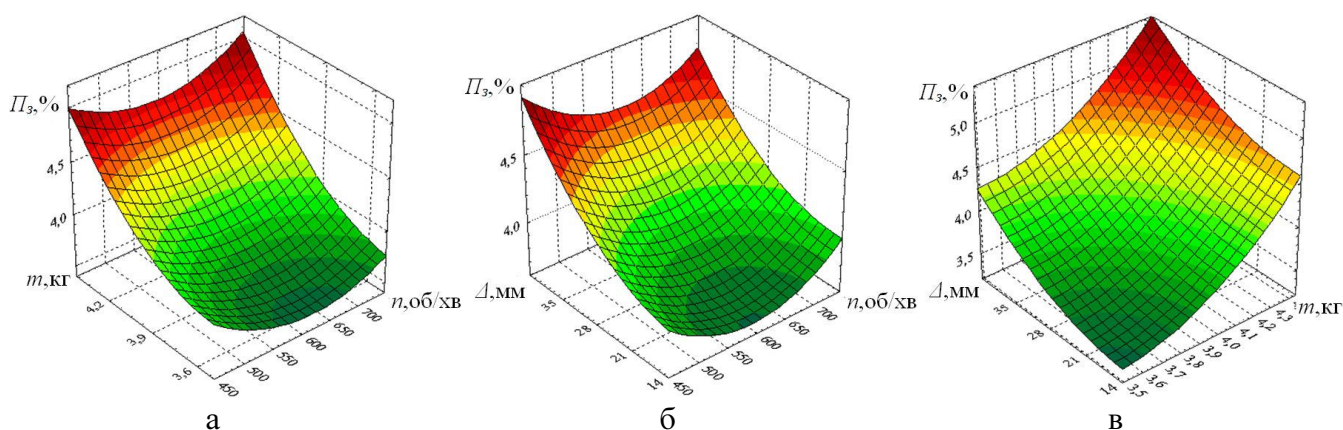


Рис.13. Поверхні відгуку залежностей: а – $\Pi_3 = f(m, n)$; б – $\Pi_3 = f(\Delta, n)$; в – $\Pi_3 = f(\Delta, m)$

У четвертому розділі наведено синтез шарнірних гвинтових робочих органів, рекомендації для вибору їх раціональних параметрів та напрямки розширення функціональних можливостей механізованого транспортування сипких матеріалів.

Структурну класифікацію гвинтових робочих органів на основі їх ієрархічної структури зображено на рис.13.

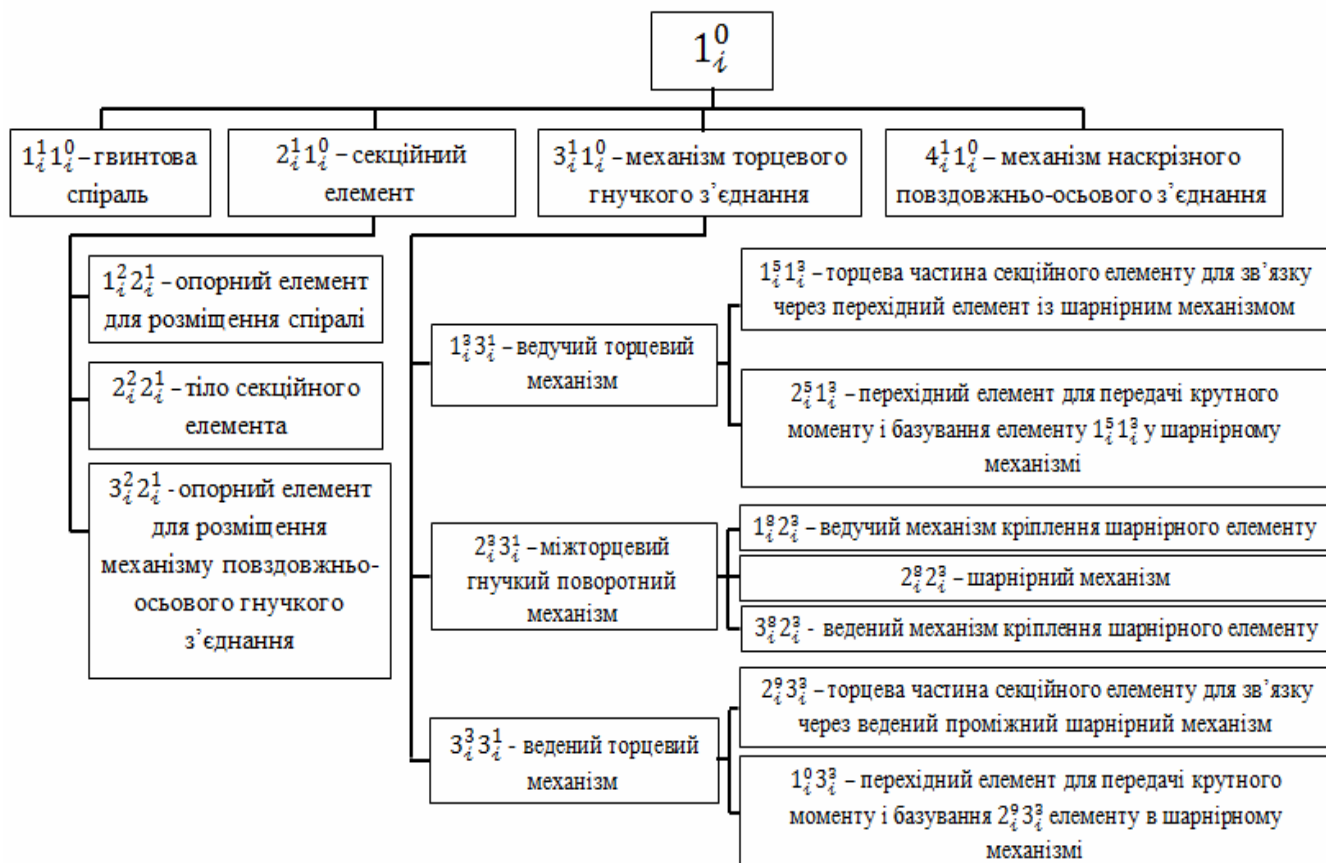


Рис.13. Структурна класифікація гвинтових робочих органів на основі їх ієрархічної структури

На схемі прийняті такі позначення: числові значення відповідно – номер ієрархічного рівня та номер ієрархічної підпорядкованості; верхні символи визначають групу ієрархічних рівнів, а нижні - номер технічного рішення в групі альтернативних елементів на відповідному ієрархічному рівні.

Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу було проведене їх комп'ютерне моделювання для встановлення взаємозв'язку між силовими навантаженнями та відповідними деформаціями.

На рис.14 представлено графічне відображення переміщення, напруження та деформації компонентів робочого органу під дією крутного моменту.

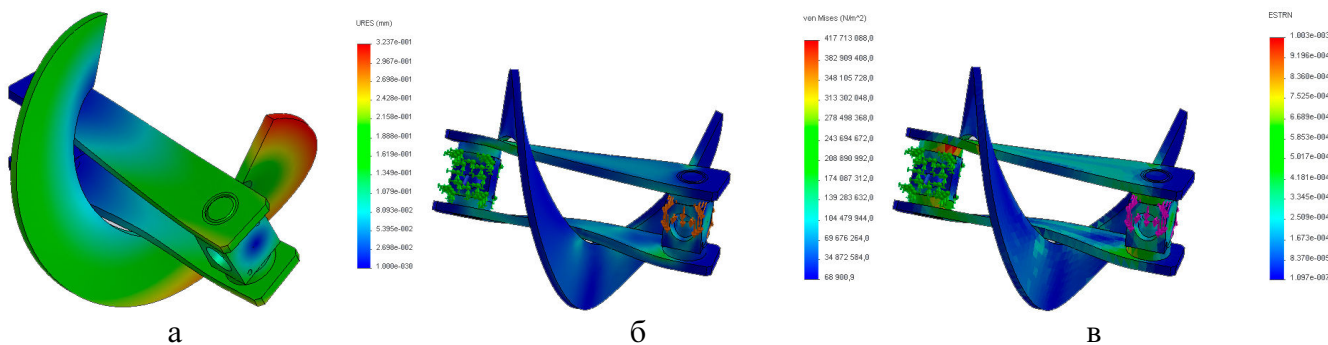


Рис.14. Графічне відображення переміщення (а), напруження (б) та деформації (в) компонентів робочого органу під дією прикладеного крутного моменту

Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментально дозволяє зробити висновок, що різниця між відповідними значеннями коливається в межах 11..26 %.

Проведені дослідження дозволять розширити функціональні можливості гнучких гвинтових конвеєрів для механізованих робіт з транспортування, завантаження та розвантаження сипких сільськогосподарських матеріалів. Запропоновано ряд конструктивно-технологічних схем компоновання гнучких гвинтових конвеєрів з транспортними та робочими сільськогосподарськими машинами для виконання відповідних операцій, які зображено на рис.13.

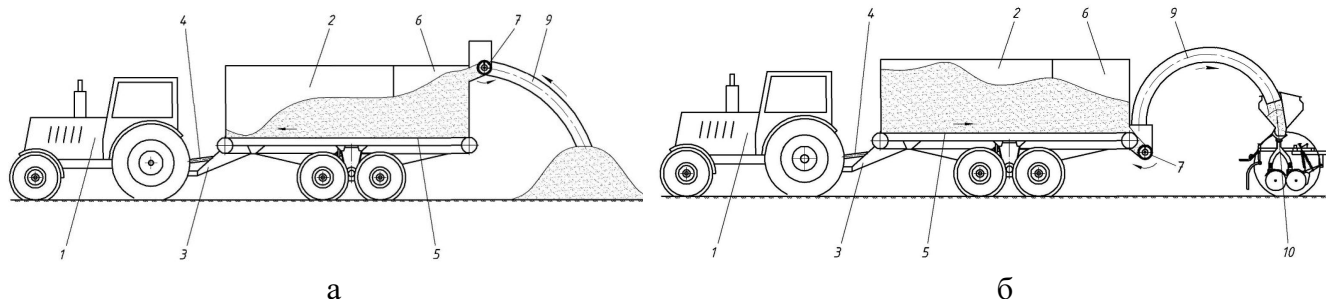


Рис.13. Завантаження зернового матеріалу в причіп (а) та завантаження бункерів сівалок насіннєвим матеріалом з причепа (б) в польових умовах

Розроблений гнучкий гвинтовий конвеєр застосовується при заборі сипких злежаних матеріалів з вагонів з подальшим транспортуванням і завантаження їх у мірну тару, наприклад мішки (рис.14).

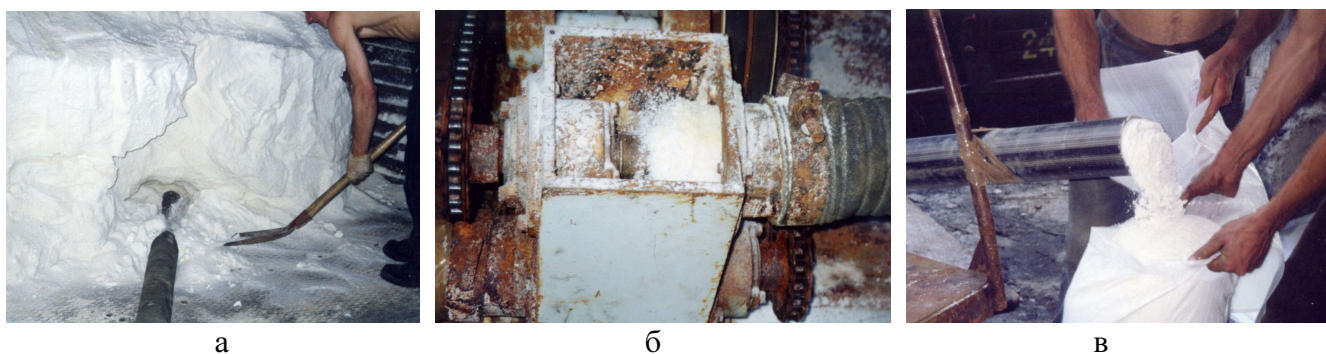


Рис.14. Процес забору сипкого злежаного матеріалу завантажувальною магістраллю (а), його перевантаження у патрубку на вивантажувальну магістраль (б) та завантаження у мішки (в)

Гнучкий гвинтовий конвеєр з розробленим шарнірним секційним робочим органом впроваджено на ТОВ “Універст” (м.Тернопіль). Економічний ефект від застосування гнучкого гвинтового конвеєра складає 683 грн/рік.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів шляхом розробки нових конструкцій шарнірно виконаних секційних гвинтових робочих органів та обґрунтування їх раціональних конструктивних, силових та кінематичних параметрів.

2. На основі проведеного теоретичного аналізу просторового розташування шарнірно з'єднаних гвинтових секцій встановлено функціональні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_{Tmin} від кутового повертання сусідніх секцій та їх конструктивних параметрів. Так для забезпечення R_{Tmin} еластичного кожуха з внутрішнім діаметром 100 мм раціональними будуть наступні межі конструктивних параметрів: величина зазору

між пластинами сусідніх секцій $\Delta_s = 0,5...1$ мм; ширина пластин $2R = 22...26$ мм; довжина секції між шарнірними отворами $L = 100...140$ мм.

3. На основі розробленої математичної моделі процесу переміщення частинки вантажу по робочій поверхні гвинтової спіралі і у вільному русі після відриву від гвинтового ребра встановлено вплив параметрів гвинтового конвеєра на рух частинки в неактивній зоні. Так для забезпечення стабільного руху потоку матеріалу при величині неактивної зони $\Delta = 30...50$ мм межі параметрів є такими: частота обертання робочого органу $n > 600$ об/хв; кут нахилу магістралі $\alpha_m < 30^\circ$.

4. Проведені теоретичні розрахунки конструктивно-кінематичних параметрів шарнірних секцій дозволили встановити взаємозв'язок між зміною величини крутного моменту між секціями від їх просторового розташування та кінематичних параметрів. Виведені аналітичні залежності умов жорсткості окремої секції та шарнірного з'єднання від величини навантаження та конструктивних параметрів.

5. Розроблені конструкції шарнірних секційних робочих органів і стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень. Дослідження з визначення крутного моменту T та потужності N при транспортуванні зернового матеріалу від Δ і n показали, що при штовхаючому режимі енерговитрати є більшими порівняно з тягнучим в 1,06...1,4 разів.

6. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання робочого органу n , величини неактивної зони Δ і висоти піднімання матеріалу h на величину крутного моменту T при переміщенні зернового матеріалу, з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення T , є величина Δ , а найменш впливовим є n . Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $400 < n < 700$ (об/хв); $0,2 < h < 1,2$ (м); $0,014 < \Delta < 0,042$ (м).

7. Проведені дослідження з визначення впливу n , величини Δ та маси робочого органу m на ступінь пошкодження зернового матеріалу Π_z показали, що домінуючими факторами, які впливають на Π_z , є величина зазору Δ та m , а менш впливовим – частота обертання робочого органу n . При швидкості обертання робочого органу в межах 550-650 об/хв спостерігається мінімальне пошкодження зернового матеріалу. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $450 < n < 750$ (об/хв); $3,49 < m < 4,44$ (кг/пм); $0,014 < \Delta < 0,042$ (м).

8. На основі методу уніфікаційного синтезу було удосконалено класифікацію робочих органів та генеровано їх нові конструкції для підвищення експлуатаційних показників конвеєрів. Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу було проведене їх комп'ютерне моделювання. Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментально показало, що різниця між відповідними значеннями коливається в межах 11..26%. Для розширення функціональних можливостей механізованих робіт з транспортування, завантаження та розвантаження сипких матеріалів запропоновані схеми компоновання гнучких гвинтових конвеєрів з сільськогосподарськими машинами для виконання відповідних операцій.

Економічний ефект від впровадження одного гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим робочим органом від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить складає 683 грн/рік.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Гевко Р.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра/ Р.Б.Гевко, А.О.Вітровий, М.Р.Гевко, М.Б.Клендій // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2009. – Випуск 1 - С.212-216. *Дисертанту належать аналітичні залежності для розрахунку конструктивних параметрів секцій конвеєра.*

2. Гевко М. Вдосконалення шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра/ М.Гевко // Вісник Львівського національного аграрного університету. – Львів, 2011. – С.334-340.

3. Гевко М.Р. Стендове обладнання для визначення впливу «мертвих зон» шарнірного гвинтового робочого органу на процес транспортування сипких матеріалів / М.Р.Гевко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2011. – Випуск 114 - С.183-187.

4. Гевко М. Експериментальні дослідження продуктивності шарнірно-секційного робочого органу гвинтового конвеєра/ М.Гевко // Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2011. – Том 16 - С.132-136.

5. Васильків В.В. Класифікація робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів/ В.В.Васильків, М.Р.Гевко // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. - Вінниця, 2012. – Випуск 11 т.2(66) – С.117-121. *Дисертанту належать класифікація шарнірних робочих органів.*

6. Рогатинський Р.М. Результати експериментальних досліджень енергетичних параметрів шарнірно-секційного робочого органу гвинтового конвеєра/ Р.М.Рогатинський, М.Р.Гевко // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Випуск 22. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2012. – С.148-157. *Дисертанту належать результати експериментальних досліджень.*

7. Дячун А. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом / А.Дячун, Р.Грудовой, И.Гевко, М.Гевко // Научни трудове на Русенския университет.- Руссе, 2012.- Т. 51, Серия 1.1- С.31-35. *Дисертантом належать теоретичні залежності переміщення частинки по гвинтовій поверхні.*

8. Гевко М. Визначення раціональних параметрів розробленого шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра/ М.Гевко // Матеріали дванадцятої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, 14-15 травня 2008р. – Тернопіль, 2008. – С.31

9. Гевко М. Секційний шарнірний гвинтовий робочий орган/ М.Гевко // Матеріали всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, 13-14 травня 2009р. – Тернопіль, 2009. – С.35.

10. Гевко М. Методика дослідження впливу «мертвих зон» гвинтового конвеєра на енерговитрати при транспортуванні сипких матеріалів/ М.Гевко// Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”, 21-22 грудня 2010р. – Тернопіль, ТНТУ, 2010. – С.37

11. Гевко М. Розробка нової конструкції робочого органу гнучкого

гвинтового конвеєра/ М.Гевко // Тези XXV науково-технічної конференції професорського-викладацького складу “Актуальні проблеми та перспективи науки і виробництва”, – Луцьк, ЛНТУ, 2010. – С.163-164.

12. Васильків В.В. Класифікація робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів/ В.В.Васильків, М.М.Гевко // Матеріали XIII міжнародної наукової конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки”, 17-19 жовтня 2012р.– Вінниця, ВНАУ.- 2012.- С.75. *Дисертанту належать класифікація шарнірних робочих органів.*

13. Патент України на корисну модель № 16946, МПК В65G 33/16. Шарнірний робочий орган гвинтового конвеєра/ Гевко М.Р.: заявник і власник патенту Гевко М.Р. - №u200509632; заявл. 13.10.2005; опубл. 15.09.2006, Бюл.№9.

14. Патент України на корисну модель № 18415, МПК В65G 33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра/ Гевко Р.Б, Вітровий А.О., Гевко М.Р., Кричківський В.Й.: заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. - №u200604086; заявл. 13.04.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл.№11.

15. Патент України на корисну модель № 61757, МПК В65G 33/00. Робочий орган шарнірного гвинтового конвеєра/ Рогатинський Р.М., Гевко М.Р., Вітровий А.О.: заявник і власник патенту: Тернопільський національний економічний університет. - №u201100756; заявл. 24.01.2011; опубл. 25.07.2011, Бюл.№14.

16. Патент України на корисну модель № 62368, МПК В65G 33/00. Експериментальний робочий орган шарнірного гвинтового конвеєра/ Гевко М.Р.: заявник і власник патенту: Гевко М.Р. - №u201101345; заявл. 07.02.2011; опубл. 25.08.2011, Бюл.№16.

17. Патент України на корисну модель № 79118, МПК А01С 15/00. Агрегат для завантаження і транспортування сипких матеріалів/ Рогатинський Р.М., Гевко М.Р., Ткаченко І.Г., Вітровий А.О., Погріщук Б.В., Свинтух М.Б.: заявник і власник патенту: Рогатинський Р.М., Гевко М.Р., Ткаченко І.Г., Вітровий А.О., Погріщук Б.В., Свинтух М.Б. - №u201212271; заявл. 26.10.2012; опубл. 10.04.201, Бюл.№7.

АНОТАЦІЯ

Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів: – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва, – Тернопіль 2013.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню наукової задачі покращення процесу транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів у замкнутих кожухах за допомогою гнучких гвинтових конвеєрів.

Для вирішення поставлених задач виведено аналітичні залежності, які пов'язують конструктивні, силові та кінематичні параметри процесу транспортування зернового матеріалу робочим органом конвеєра, а також розроблена математична модель процесу переміщення матеріалу по поверхні спіралі секцій і у вільному русі у міжвитковому просторі. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено залежність енергетично-силових параметрів процесу транспортування та ступеня пошкодження зернового матеріалу

від величини неактивної зони. Проведено виробничі випробування розробленого гвинтового транспортера, а також встановлені його техніко-економічні показники.

Ключові слова: секційний гвинтовий конвеєр, шарнірний робочий орган, зерновий матеріал, пошкодження, енерговитрати, неактивна зона.

АННОТАЦІЯ

Гевко М.Р. Обоснование параметров секционных винтовых конвейеров для транспортировки сыпучих сельскохозяйственных материалов: - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 - машины и средства механизации сельскохозяйственного производства, - Тернополь, 2013.

Диссертационная работа посвящена решению научной задачи улучшения процесса транспортировки сыпучих сельскохозяйственных материалов в замкнутых кожухах с помощью гибких винтовых конвейеров.

Для решения поставленных задач выведены аналитические зависимости, которые связывают конструктивные, силовые и кинематические параметры процесса транспортировки зернового материала рабочим органом конвейера, а также разработана математическая модель процесса перемещения материала по поверхности спиралей секций и в свободном движении в неактивной зоне. Установлены аналитические зависимости между величиной крутящего момента на винтовых шарнирных секциях при их пространственном положении и разных кинематических параметрах.

Разработана конструктивно-технологическая схема секционного шарнирного рабочего органа гибкого винтового транспортера. Разработан и изготовлен стенд для проведения экспериментальных исследований. Предложены методики проведения экспериментальных исследований по определению зависимости энергетических и силовых показателей процесса транспортировки зернового материала, а также степени его повреждения от размера неактивной зоны.

На основании проведенного многофакторного эксперимента получены регрессионные зависимости для определения частоты вращения рабочего органа, величины неактивной зоны между секциями винтовых спиралей, а также высоты подъема технологической магистрали на величину крутящего момента при транспортировке зернового материала.

Проведены производственные испытания разработанного винтового транспортера, а также установлены его технико-экономические показатели. Сравнение результатов компьютерного моделирования с экспериментальными, показало, что разница между соответственными значениями колеблется в пределах 11...26%.

На основании метода унификационного синтеза усовершенствовано классификацию рабочих органов и генерировано их новые конструкции для повышения эксплуатационных показателей винтовых конвейеров.

Определен годовой экономический эффект от внедрения гибкого винтового конвейера при погрузочно-разгрузочных операциях.

Ключевые слова: секционный винтовой конвейер, шарнирный рабочий орган, зерновой материал, повреждение, энергопотребление, неактивная зона.

ANNOTATION

M.R.Gevko. The proving of parameters of sectional screw conveyer for transportation agricultural materials: - Manuscript.

Dissertation for the degree of Philosophy Doctor 05.05.11-Machines and Means of Mechanization of Agricultural Production,-Ternopil 2013.

Dissertation work is devoted to the deciding of scientific task of improving of the process of transportation agricultural materials with sectional screw conveyer.

For the deciding of given tasks the analytic dependencies are shown. These dependencies are connected with the constructive, kinematic and force parameters of the transportation process. The mathematic model of the movement process of seed material on screw and between its shafts was elaborated. Due to experiments were established dependence between energy and force parameters, damage state and distance between screw shafts.

The production tests of investigated transporter were made. Its technical-economic indices are also determined.

Key words: sectional screw conveyer, articulated working body, seed material, damage, energy consumption, distance between screw shafts.