

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Куликівський Володимир Леонідович

УДК 631.374:631.362:633.1

**РОЗРОБКА ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ З ПІДВИЩЕНИМ
РЕСУРСОМ ДЛЯ ЗЕРНООЧИСНИХ МАШИН**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Вінниця – 2012

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Житомирському національному агроекологічному університеті Міністерства аграрної політики та продовольства України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор **Бойко Анатолій Іванович**, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри надійності техніки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Гевко Роман Богданович**, Тернопільський національний економічний університет, декан факультету аграрної економіки і менеджменту, заслужений винахідник України;

кандидат технічних наук, доцент **Соломка Валерій Олексійович**, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри автотракторного, сільсько- і лісогосподарського машинобудування.

Захист відбудеться «___» _____ 2012 року о ___ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.854.02 у Вінницькому національному аграрному університеті за адресою: 21008, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3, аудиторія 2220.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Вінницького національного аграрного університету за адресою: 21008, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3, корпус 3.

Автореферат розісланий «___» _____ 2012 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О.В. Цуркан

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сільське господарство є однією з ключових галузей діяльності людства, оскільки саме воно забезпечує потреби у продуктах харчування.

Україна – аграрна країна, де переважає виробництво зернових культур, яке складається з кількох важливих етапів: вирощування, післязбиральна обробка і зберігання, причому якість останнього у значній мірі залежить від належного виконання попереднього етапу.

В сучасних умовах першу післязбиральну обробку щойно зібраного вроху проводять на токах сільськогосподарських підприємств самопересувними зерноочисними машинами загального призначення, невід'ємною складовою частиною яких є гвинтові механізми. Від їх параметрів і режимів роботи залежить якість транспортування матеріалу, рівномірність дозування та подачі до повітряно-решітних органів, а також ступінь травмування зерна.

Переміщення, направлення і розподілення зернових потоків викликає великі навантаження на робочі та допоміжні органи агрегатів машин, що призводить до збільшення зношування їх деталей і вузлів. Це потребує удосконалення транспортувальних пристроїв, пов'язане з необхідністю вирішення завдань, направлених на зменшення сил тертя, які виникають між рухомими та нерухомими деталями. Особливо важливою є дана проблема для гвинтових робочих органів, що знаходяться в середині нерухомих кожухів і призначені для транспортування зернових матеріалів. Актуальною є розробка нових конструкцій гвинтових транспортерів і шнекових живильників, довговічність роботи яких може бути підвищена методами компенсації змін їх геометричних параметрів, що виникли внаслідок зношування.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні положення дисертаційної роботи увійшли до тематичного плану науково-дослідницької роботи (номер державної реєстрації – № 0108 U 001577) «Розробка і впровадження екологічнобезпечних технічних засобів та методів експлуатації і ремонту техніки в умовах АПК України» Житомирського національного агроекологічного університету.

Мета і задачі дослідження. *Мета роботи* – підвищення довговічності та ефективності роботи гвинтових транспортерів шляхом розробки конструкції та обґрунтування параметрів шнеків зерноочисних машин.

Відповідно до поставленої мети сформульовані наступні *задачі досліджень*:

- провести аналіз умов використання гвинтових транспортувальних механізмів в сільському господарстві, розглянути їх конструктивні особливості та вимоги, що ставляться до шнеків, виявити причини та закономірності втрати працездатності, визначити шляхи їх подальшого удосконалення;
- дослідити механізм взаємодії зернового матеріалу, що переміщується, з гвинтовим робочим органом транспортера;
- проаналізувати силові навантаження на робочі поверхні витків, які обумовлюють процес їх зношування та запропонувати нову конструкцію гвинтового транспортера з підвищеним ресурсом;

- дослідити формозміни профілів зношування периферійної робочої частини витків серійного та запропонованого гвинтових транспортерів;
- встановити залежності впливу конструктивно-технологічних параметрів гвинтового транспортера на питому енергоємність процесу і травмування зернового матеріалу, що переміщується;
- обґрунтувати раціональні конструктивно-технологічні параметри експериментального транспортера, що підвищують ефективність та довговічність його роботи;
- провести техніко-економічну оцінку ефективності впровадження результатів досліджень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес транспортування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами.

Предмет дослідження – закономірності динаміки зношування гвинтових робочих органів залежно від їх конструктивно-технологічних параметрів та властивостей зернового матеріалу.

Методи дослідження. Аналітичні дослідження виконувались з використанням основних положень теорії контактної взаємодії і переміщення частинок в зазорі, теорії поверхневої міцності і зношування матеріалів, методів аналітичної та диференціальної геометрії для опису формозмін поверхонь зношування. Експериментальні дослідження проводились в лабораторних умовах на розробленій експериментальній установці з використанням положень планування багатофакторних експериментів. Обробка результатів здійснювалась на ПЕОМ за допомогою прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що вперше:

- створено математичну модель процесу зношування периферійних робочих поверхонь витків гвинта транспортера;
- обґрунтовано доцільність використання нової конструкції транспортера на зерноочисних машинах, що направлено на підвищення ефективності виконання технологічного процесу переміщення матеріалу та збільшення довговічності гвинтового робочого органу;
- встановлено теоретичні та експериментальні залежності впливу конструктивних параметрів транспортера на якісні показники процесу переміщення зернового матеріалу і довговічність гвинтового робочого органу;
- встановлено основні фактори, що впливають на питому енергоємність процесу транспортування та травмування зерна;
- обґрунтовано раціональні режими роботи нового гвинтового транспортера, які дозволяють знизити питому енергоємність переміщення та пошкодження зернового матеріалу.

Практичне значення отриманих результатів полягає у розробці конструкції і обґрунтуванні параметрів гвинтового транспортера, що дозволили зменшити питому енергоємність процесу на 14...16 %, а травмування зернового матеріалу знизити до 0,29...0,31 % та підвищити довговічність робочого органу в 2 рази. Результати теоретичних і експериментальних досліджень прийняті КБ ВАТ «Вібросепаратор» (м. Житомир). Основні положення дисертаційної роботи

включені в навчальний процес Житомирського національного агроекологічного університету.

Особистий внесок здобувача полягає у постановці та вирішенні наукових задач, проведенні теоретичних і експериментальних досліджень. В роботах, опублікованих в співавторстві, автором: проведений аналіз існуючих конструкцій і способів підвищення довговічності гвинтових робочих органів транспортерів і шнекових живильників зерноочисних машин [1, 6]; досліджено контактну взаємодію зерна в зазорі «виток-кожух» і динаміку зношування периферійних робочих поверхонь витків гвинтового транспортера [3, 4]; проаналізовано розподіл зношування із визначенням зусиль, що діють на периферійну частину витка гвинтового робочого органу [2, 5]; проведено експериментальні дослідження та здійснено обробку результатів методом регресивного аналізу [7-9].

В конструкції гвинтового транспортера, захищеного патентом України, частка всіх авторів однакова.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивну оцінку на наступних міжнародних науково-практичних конференціях: «Молодь та сільськогосподарська техніка в XXI сторіччі» (Харків, 2009 р.), «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кіровоград, 2009 р.), «Інноваційні технології в АПК та лісовому комплексі» (Луцьк, 2009 р.), «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кіровоград, 2009 – 2011 рр.), «Технічний прогрес в АПК» (Харків, 2010 р.), «Інноваційні технології в агропромисловому і лісовому комплексах та переробній галузі» (Луцьк, 2011 р.), та на щорічних конференціях професорсько-викладацького складу та аспірантів Житомирського національного агроекологічного університету (2009 – 2012 рр.).

Публікації. Основний зміст роботи опубліковано в 10 друкованих працях у тому числі 8 статей у наукових фахових виданнях, з яких 2 – одноосібні, отримано патент України на корисну модель.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 143 найменувань і 6 додатків. Матеріал викладений на 180 аркушах комп'ютерного тексту, з яких основний текст на 152 сторінках, на 13 сторінках – додатки, на 15 сторінках – список використаних джерел. Текст роботи містить 11 таблиць та 57 рисунків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, викладено її зв'язок з науковими програмами і планами, сформульовано мету та задачі дослідження, представлено інформацію стосовно апробацій, публікацій, структури і об'єму роботи.

У **першому розділі** «Огляд існуючих конструкцій гвинтових транспортерів зерноочисних машин, умов їх експлуатації та причин втрати працездатності» розглянуто основні види гвинтових транспортерів, проаналізовано умови

експлуатації їх робочих органів, описано причини формування відмов і способи підвищення довговічності.

Значний вклад у дослідження питань взаємодії сипких матеріалів із гвинтовими робочими органами та їх проектування зробили вчені: П.М. Василенко, А.А. Омельченко, В.В. Красніков, А.М. Григор'єв, М.І. Акімов, А.В. Кузьмін, Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Г.В. Корнеєв, Р.М. Рогатинський, М.К. Штуков та ін.

На підставі проведеного аналізу встановлено, що перспективним напрямком для зменшення інтенсивності зношування гвинтових робочих органів і травмування зернового матеріалу є забезпечення в конструкції транспортерів мінімальних зазорів між витками та кожухом.

За матеріалами першого розділу сформульовані задачі досліджень.

У другому розділі «Дослідження динаміки зношування витків шнеків з виявленням причин руйнування зерна в зазорі «виток-кожух»» розглянуто навантаження, яке створює потік зернин під час транспортування і нерівномірність розподілення зношування на периферійній ділянці витка гвинтового робочого органу.

В процесі експлуатації і зношування геометричні параметри робочого органу змінюються в напрямку, насамперед, втрати початкової форми витка. Особливо це стосується периферійної його частини, що працює на максимальних радіусах обертання. В результаті поступово змінюється форма витка і, як наслідок, зазор між витком та кожухом шнека зростає.

Із двох деталей робочого органу, що утворюють зазор, кожух є нерухомим, а виток шнека обертається навколо власної осі з кутовою швидкістю ω (рис. 1).

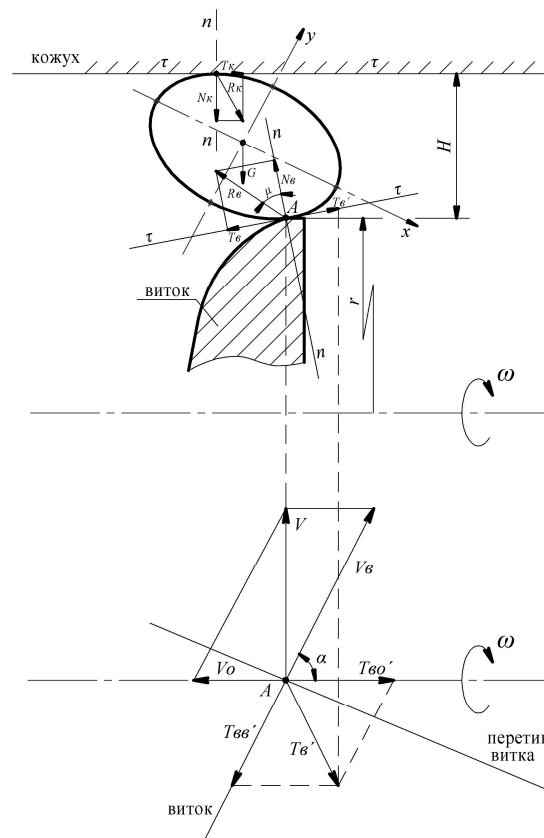


Рис. 1. Схема сил, що діють на виток і зернину в зазорі між шнеком та кожухом

Внаслідок встановлення витків шнека під кутом α до осі вала лінійну швидкість від кутового обертання можна визначити на основі наступного рівняння:

$$\vec{V} = \vec{V}_a + \vec{V}_0, \quad (1)$$

де V_a – швидкість переміщення точки контакту вздовж витка; V_0 – швидкість переміщення точки контакту в напрямку осі обертання шнека.

У відносному переміщенні на кут тертя частинки зерна впливає не тільки її форма і стан поверхні, а також форма та стан поверхні контртіла, тобто робочої поверхні витка шнека. Якщо стан робочої поверхні витка практично мало змінюється, то форма, внаслідок зношування, змінюється суттєво. Причому згідно представленого аналізу відхилення форми від початкової трапецеїдальної до криволінійної з втратою вершини кута, розвертає вектор реакції дії витка на частинку в напрямку збільшення ймовірності її заклинювання.

При заклинюванні відбувається перерозподіл зусиль. Осьовим рухом точки контакту витка V_0 (рис. 1) частинка стискується в зазорі. Сили, що діють на неї (в тому числі і сила тертя) суттєво збільшуються. В той же час відбувається рух точки контакту вздовж витка зі швидкістю V_a . Сумісна дія силового фактору і фактору переміщення обумовлюють зношування робочої поверхні витка, що призводить до збільшення величини зазору I між ним і кожухом шнека.

Зусилля стиску, які діють на зернину і відповідно її реакції на робочі поверхні деталей в зазорі, ростуть до граничних значень при яких відбувається руйнування частинки.

Внаслідок дії навантаження і кутової форми деталі найбільше зношування спостерігається на вершині кута, який швидко заокруглюється і набуває криволінійної форми. Профілі зношування разом з нормалями до них утворюють сітку зношування (рис. 2). Вона дає змогу кількісно оцінити ступінь та інтенсивність зношування в кожній точці профілю.

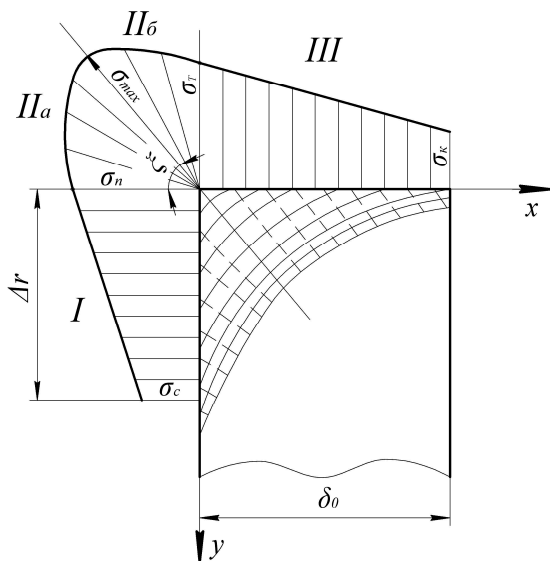


Рис. 2. Сітка зношування перерізу витка шнекового робочого органу

Виходячи із закону зношування Хрущова-Бабичева з урахуванням того, що лінійна швидкість в периферійній зоні витка змінюється несуттєво, можна вважати діючі напруження пропорційними зношуванням по нормалі.

Для подальшого аналізу епюра напружень (рис. 2) умовно розділяється на три характерні ділянки. Перша (I) відноситься до робочої гелікоїдної поверхні витка. На цій ділянці напруження змінюються практично за лінійним законом від деякої сталої величини σ_e , обумовленої переміщенням зернової маси і збільшуються по мірі наближення в напрямку вершини кута до величини σ_n .

Відповідно до криволінійного профілю зношеного витка в секторі кута, епюра набирає також криволінійної форми. При цьому величина напружень збільшується від σ_n до максимальних значень σ_{\max} . Після досягнення максимуму напруження починають зменшуватися до величини σ_T . Таким чином, формується друга (I^2) ділянка епюри, яка при досягненні напружень σ_T переходить знову в прямолінійну третю (I^{22}) ділянку. Остання завершується напруженням σ_e , дія якого відповідає кінцевій координаті товщини витка δ_0 .

Вертикальна (перша) ділянка зношування представляється наступною залежністю зміни напружень:

$$\sigma_I = \sigma_c + \left(\frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} - \sigma_c \right) \cdot \frac{\Delta r - y}{\Delta r}, \quad (2)$$

де σ_0 – напруження руйнування зернових частинок; Δr – вертикальна ділянка зношування витка; y – поточне значення вертикальної координати на робочій поверхні шнека.

Зміна напружень на другій (кутовій) ділянці поверхні зношування витка може бути описана рівняннями:

$$\sigma_{IIa} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot (1 + \sin \xi); \quad \text{при} \quad \frac{\pi}{4} \geq \xi \geq 0; \quad (3)$$

$$\sigma_{IIa} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot (1 + \cos \xi); \quad \text{при} \quad \frac{\pi}{2} \geq \xi \geq \frac{\pi}{4}, \quad (4)$$

де ξ – кут повороту радіуса вектора.

Лінійний закон зміни напружень на горизонтальній (третій) ділянці зношування витка може бути записаний у вигляді рівняння:

$$\sigma_{III} = \sigma_e + \left(\frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} - \sigma_e \right) \cdot \frac{\delta - x}{\delta}, \quad (5)$$

де δ – поточна довжина горизонтальної ділянки зношування витка шнека (залежить від наробітку і ступеня зношення витка); x – поточне значення координати точки, що розглядається на горизонтальній поверхні зношування.

Для визначення зусиль на поверхнях тертя периферійної частини витка шнека виділена елементарна площадка dS (рис. 3).

Так як товщина витка δ_0 значно менша інших його геометричних параметрів, то елементарна площадка може бути представлена у вигляді елементарної смужки, довжиною рівною зношеній ділянці товщини витка δ . В свою чергу криволінійний профіль поверхні тертя периферійної частини витка спрощено може бути

представлений дугою кола радіусом $\rho = \delta$. Тоді елементарна реакція виражена через епюру напружень дорівнює:

$$dR = \sigma \cdot dS. \quad (6)$$

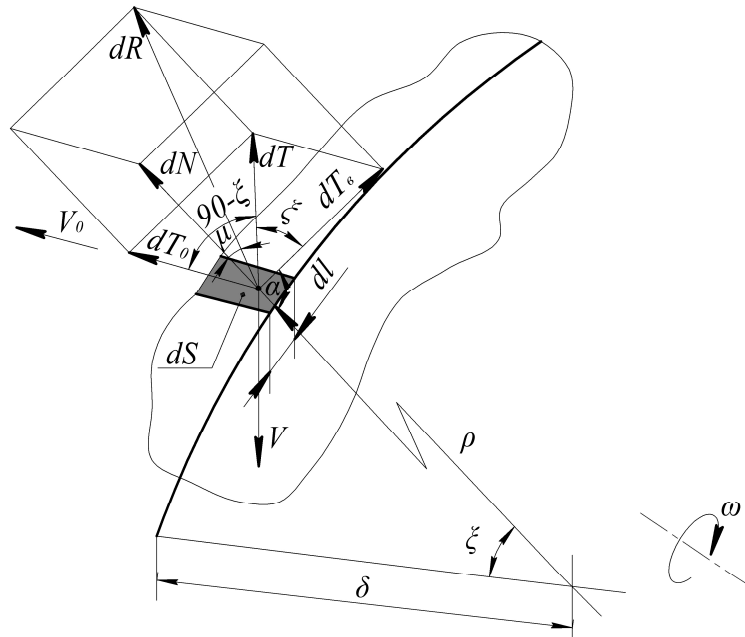


Рис. 3. Сили, що діють на елементарну площадку криволінійної ділянки поверхні зношування витка шнека

Для окремих ділянок периферійної частини витка шнека де параметри коефіцієнту, що враховує умови зношування k , швидкості відносного переміщення V та часу t , практично однакові, суттєвий вплив на зношування має тільки нормальний тиск. Прийmemo для задачі, яка вирішується, що його величина виражається нормальною складовою напруження, яке діє внаслідок контакту поверхні тертя із зерниною:

$$dN = \sigma \cdot dS \cdot \cos \mu, \quad (7)$$

де μ – кут між нормальною і результуючою складовою зусилля.

Використовуючи епюру навантажень (рис. 2) та підставляючи значення напружень з рівняння (3), для ділянки 22 -а запишемо:

$$W_{IIa} = k \cdot \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot (1 + \sin \xi) \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} \cdot V \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (8)$$

Відповідно для інших ділянок профілю маємо:

$$W_{IIa} = k \cdot \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot (1 + \cos \xi) \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cdot V \cdot \cos \mu \cdot t; \quad (9)$$

$$W_{II} = k \cdot \left[\sigma_{\bar{n}} + \left(\frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} - \sigma_{\bar{n}} \right) \cdot \frac{\Delta r - y}{\Delta r} \Big|_{y=\Delta r=\delta}^{y=0} \right] \cdot V \cdot \cos \mu \cdot t; \quad (10)$$

$$W_{III} = k \cdot \left[\sigma_{\bar{e}} + \left(\frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} - \sigma_{\bar{e}} \right) \cdot \frac{\delta - x}{\delta} \Big|_{x=0}^{x=\delta} \right] \cdot V \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (11)$$

Науковий та практичний інтерес представляють не стільки абсолютні значення величин зношування, скільки їх співвідношення, так як від них залежить формування геометрії поверхні, яку набуває периферійна частина витка в процесі експлуатації. Співвідношення величин лінійного зношування доцільно отримати на характерних границях окремих ділянок. Так, для першої ділянки величина зношування при переході її з периферійної зони в звичайну робочу зону транспортування зерна дорівнює:

$$W_I = k \cdot V \cdot \sigma_c \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (12)$$

Певні труднощі можуть виникати при визначенні напруження σ_c . Але величина цього напруження може бути розрахована через потужність, що витрачається шнеком на транспортування зернової маси. Більш точним шляхом визначення напруження σ_c є експериментальний, через встановлення зусиль, що діють на основну транспортуючу робочу поверхню шнека.

Максимальне лінійне зношування витка спостерігається в зоні його кута, де при защемленні часток зерна виникають максимальні зусилля. Крім того, на величину зношування впливає і виступаюча початкова кутова форма витка. Таким чином, на другій ділянці зношування маємо:

$$W_{II} = W_{\max} = k \cdot V \cdot \sigma_0 \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (13)$$

Для третьої ділянки характерним є значення зношування на максимальному віддаленні від кута профілю витка, тобто при $x = \delta_0$. Тоді можна записати:

$$W_{III} = k \cdot V \cdot \sigma_{\bar{e}} \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (14)$$

Важливим є розгляд ситуації, коли виток зношується до такої межі, що його криволінійний профіль досяг протилежного кута (рис. 4). Тоді подальше зношування призведе до збільшення зазору \dot{I} між витком та кожухом. Фактично в цьому випадку, який підтверджується багатьма спостереженнями за динамікою зношування шнеків, вся периферійна поверхня зношування може бути розглянута як єдина розвинута друга ділянка (рис. 4).

В цьому випадку, граничні величини зношування, при переході з другої ділянки на першу та з другої на третю, дорівнюють:

$$W_{II-I} = W_{II-III} = k \cdot V \cdot \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \cos \mu \cdot t. \quad (15)$$

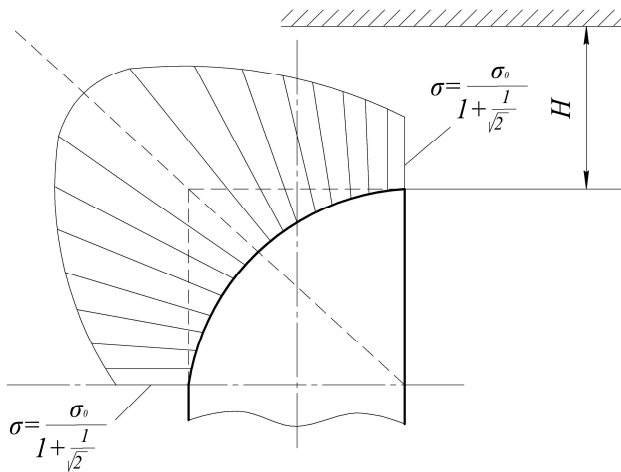


Рис. 4. Схема зношування профілю витка до величини зазору між витком та кожухом

Для раціональної конструктивної побудови найбільш відповідальної частини робочої поверхні шнека – периферії витка важливо проаналізувати зусилля, що діють на неї.

Безпосередньо ці зусилля, які виникають в зазорі між витком та кожухом, обумовлюють руйнування частинок зерна і призводять до інтенсифікації зношування периферії витка.

Загальна осьова сила тертя, що діє на периферійній криволінійній ділянці профілю витка шнека дорівнює:

$$\dot{O}_i = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \cdot \left[\left(1 + \frac{\pi}{8}\right) \cdot \sin \alpha + \left(\frac{5}{4} + \frac{\sqrt{2}}{2}\right) \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{4} + 1 \right]. \quad (16)$$

Дія цього зусилля і є основним фактором руйнування частинок в зазорі, а можливість його зменшення визначає шлях до зниження пошкоджень зернової маси, при її транспортуванні та переміщуванні шнековими робочими органами.

Загальна сила тертя, що діє в напрямку витка шнека, дорівнює сумі сил тертя по окремим ділянкам:

$$\dot{O}_a = \sigma_0 \cdot \delta^2 \cdot \left[\frac{\frac{1}{2}(4 + \pi)}{2 + \sqrt{2}} \right] \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha}. \quad (17)$$

Осьове зусилля, навіть при проковзуванні частинки усе-таки сприяє її затягуванню в зазор і зростанню напружень до межі руйнування $\sigma \rightarrow \sigma_0$. Загальна величина цього зусилля зростає зі збільшенням радіуса закруглення кута периферійної частини витка, при його зношуванні $\rho \rightarrow \delta$ і досягає максимуму якщо $\rho = \delta_0$, тобто коли криволінійна ділянка охоплює всю ширину витка.

У **третьому розділі** «Програма і методика експериментальних досліджень» викладено програму і методику досліджень, а також описано обладнання, на якому проведені досліди.

Основними пунктами програми є:

- дослідження динаміки зношування і зміни геометричних параметрів робочих поверхонь витків гвинтових транспортерів;

- вивчення впливу конструктивних та кінематичних параметрів гвинтового транспортера на питому енергоємність процесу і травмування зернового матеріалу;

- визначення впливу зазору між витками та кожухом на ефективність транспортування і якість зернового матеріалу, що переміщується гвинтовими робочими органами.

Лабораторні дослідження проведені на установці (рис. 5) обладнаній експериментальним гвинтовим транспортером (рис. 6), який має механізми переміщення 8, 9 конусного гвинта 4 уздовж осі вала. Величина переміщення фіксується шкалою 10 нерухомо закріпленою на поверхні кожуха 1 з ціною поділки рівною зазору між торцями витків гвинта та внутрішньою стінкою кожуха.



Рис. 5. Загальний вигляд лабораторної установки

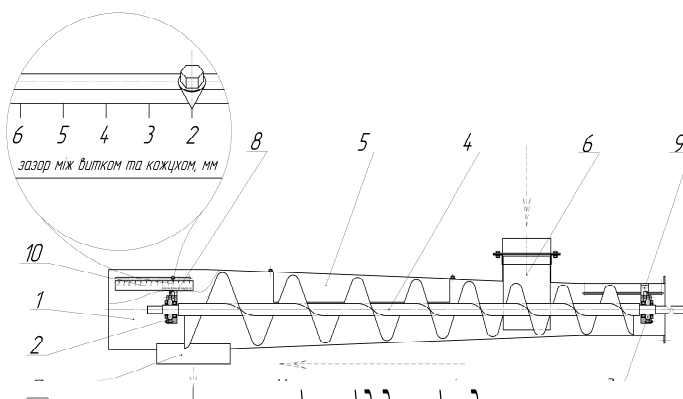


Рис. 6. Схема експериментального гвинтового транспортера: 1 – кожух; 2, 3 – підшипникові вузли; 4 – конусний гвинт; 5 – оглядовий люк; 6 – завантажувальний лоток; 7 – розвантажувальний патрубок; 8, 9 – механізми переміщення гвинта; 10 – регулювальна шкала

Питома енергоємність процесу переміщення зернового матеріалу гвинтовим робочим органом транспортера визначається за формулою:

$$q_i = \frac{N_{i\delta}}{\dot{I}_{\delta\delta}}, \quad (18)$$

де $N_{i\delta}$ – потужність на привод робочого органу, Вт/м; $\dot{I}_{\delta\delta}$ – продуктивність гвинтового транспортера, кг/с.

Потужність на привод робочого органу визначається згідно наступної формули:

$$N_{np} = (I \cdot U) \cdot \eta_{\dot{a}\dot{a}} \cdot \eta_{i\dot{a}\dot{a}}, \quad (19)$$

де I – сила струму, А; U – напруга на двигуні, В; $\eta_{\dot{a}\dot{a}}$ – ККД електродвигуна; $\eta_{i\dot{a}\dot{a}}$ – ККД механічної передачі від електродвигуна до гвинтового робочого органу.

Продуктивність гвинтового транспортера визначається за масою зернового матеріалу і часом заповнення мірного посуду, що встановлюється в бункері, навпроти вивантажувального патрубка:

$$\ddot{I}_{\delta\delta} = \frac{m_{ci}}{t_a}, \quad (20)$$

де m_{ci} – маса зернового матеріалу, переміщеного за час проведення досліду, кг; t_a – тривалість досліду, с.

Оцінка травмування зернового матеріалу здійснювалась згідно ГОСТ Р 52758 – 2007. «Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний».

Для одержання порівняльного показника травмування матеріалу проводиться перерахунок маси пошкоджених зерен до маси проби за формулою:

$$T_{ci} = \frac{m_1 - m_2}{m_i} \cdot 100, \quad (21)$$

де m_1 – маса травмованого зерна після переміщення транспортером, г; m_2 – маса травмованого зерна до транспортування, г; m_i – маса проби, г.

Вивчення динаміки зміни форми профілю витка гвинтового робочого органу виконується методом зняття відбитків (реплік) з досліджуваних ділянок.

Закріплення відбиткового матеріалу на досліджуваній ділянці здійснюється за допомогою спеціально розробленого і виготовленого відбиткового фіксатора, робоча частина якого копіює гелікоїдну форму витка.

Зняття відбитків з експериментальних ділянок здійснюється через рівні проміжки напрацювання в характерних перерізах, що мають відмітки (бази) на неробочих місцях гвинта.

Критерії оптимізації роботи гвинтового транспортера досліджуються на екстремум: q_i , \dot{O}_{ci} – на мінімум.

Факторами, що суттєво впливають на критерії оптимізації є:

- частота обертання гвинтового робочого органу – $n_{\text{обт}}$;
- зазор між витками та кожухом транспортера – H ;
- кут нахилу гвинтового транспортера – β_δ .

Експериментальний гвинтовий транспортер встановлений на лабораторній установці здійснює переміщення зернового матеріалу від завантажувального лотка до розвантажувального патрубку, паралельно фіксуються покази вимірювальних приладів (тахометра, амперметра і вольтметра).

У четвертому розділі «Експериментальні дослідження ефективності роботи та динаміки зношування витків гвинтового транспортера» визначено вплив основних конструктивних та технологічних параметрів транспортерів на динаміку зношування витків гвинтових робочих органів, ефективність переміщення і ступінь травмування зернового матеріалу.

В процесі дослідження динаміки зношування витків серійного та експериментального гвинтових транспортерів встановлено, що найбільш інтенсивно процес зношування протікає на кутовій периферійній частині витка (рис. 7), яка працює на максимальних радіусах обертання з поступовим зменшенням по мірі переміщення до центру (осі вала). Така нерівномірність зношування може бути пояснена наступним:

- нерівномірністю діючого тиску з боку потоку зернових частинок;

– впливом швидкості ковзання зернин по витку.

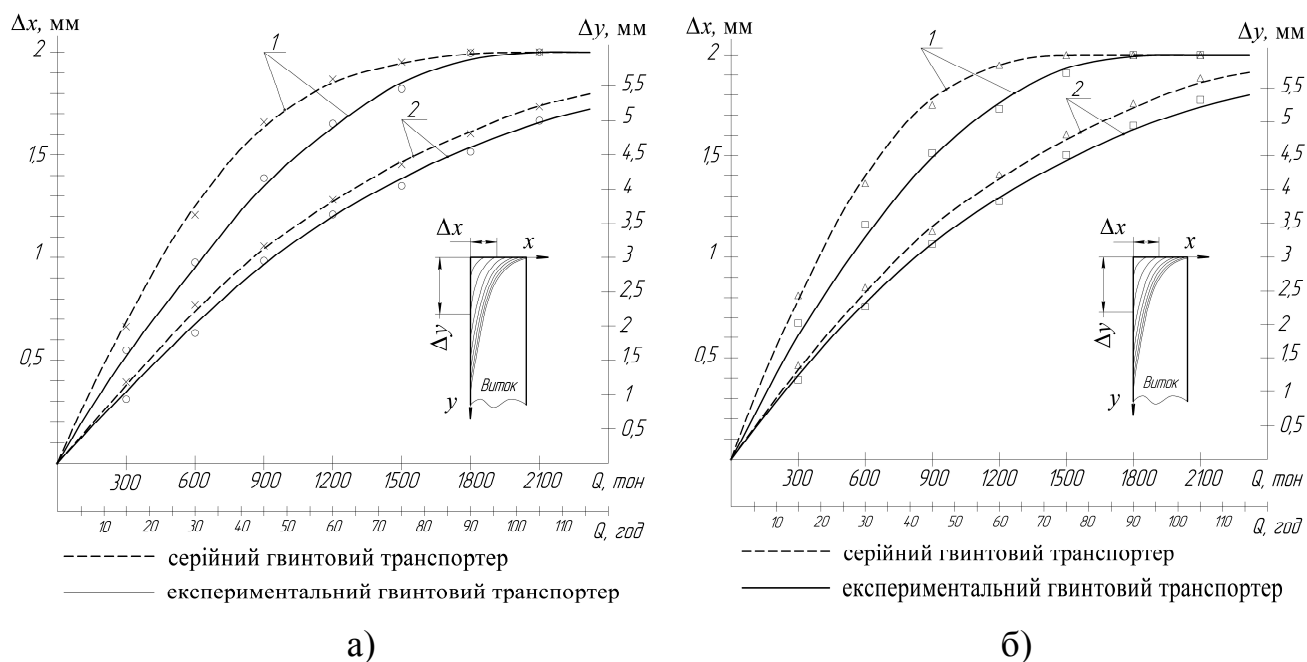


Рис. 7. Зміна профілю периферійної частини витка горизонтального гвинтового транспортера в залежності від напрацювання і місця розташування витків: а) горизонтальна робоча ділянка; б) завантажувальна ділянка; 1 – по товщині витка; 2 – по висоті витка

Біля завантажувальних лотків горизонтальних гвинтових транспортерів (рис. 7, б) інтенсивність зношування периферійної частини витка у 1,2...1,3 рази більша ніж на інших аналогічних робочих ділянках по довжині гвинта (рис. 7, а) в напрямку переміщення і вивантажування зернового матеріалу. Причиною цього є протидія робочій поверхні гвинта, рух якої протилежний переміщенню зернового матеріалу в завантажувальному лотку. Чим частіше торцева поверхня гвинта діє на зерновий матеріал, тим швидше він загальмовується та знижується його проникність в транспортувальну частину, спричиняючи інтенсивніше зношування периферійної частини витка біля завантажувального лотка. Крім того, прохідні отвори в забірній частині при обертанні робочого органу змінюються за величиною і положенням, що створює додаткові пульсації потоку матеріалу в процесі його захоплення.

Ще більш інтенсивніше процес зношування робочих поверхонь гвинтів протікає в похилих транспортерах, що орієнтовані під кутом до горизонту β_0 . Особливо це стосується нижніх витків, які розміщені біля завантажувальної ділянки. Інтенсифікація зношування обумовлена зростанням опору від тертя зернового матеріалу об робочу поверхню гвинта та кожуха. Як наслідок цього, зазор між торцем гвинта та внутрішньою стінкою кожуха зростає.

Запропонована конструкція експериментального транспортера дозволяє впливати на величину зазору, зменшуючи її при зношуванні витків. Як наслідок цього, напрацювання до настання граничного стану може бути збільшене у порівнянні з серійним шнеком. Динаміка зміни зазору для серійного і запропонованого експериментального шнеку представлена на рис. 8.

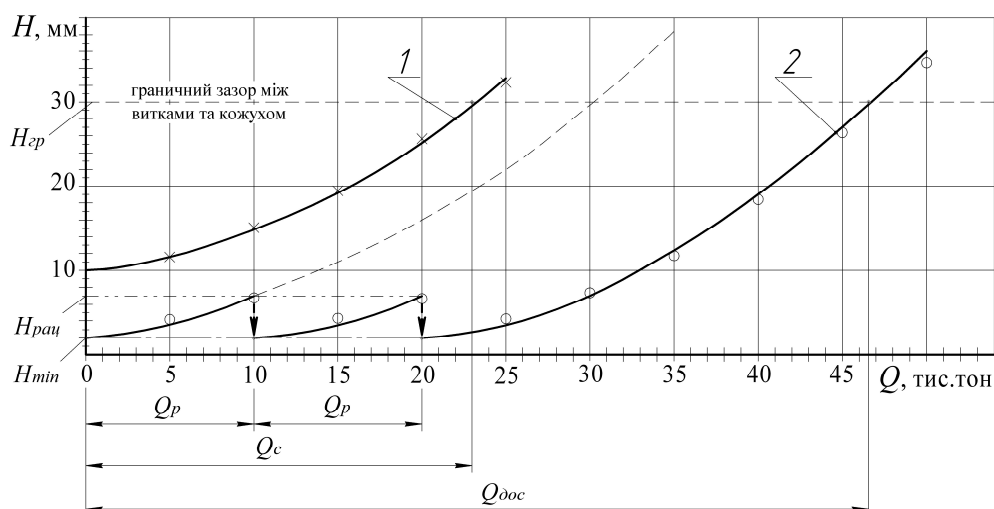


Рис. 8. Залежність зміни зазору між витками та кожухом від напрацювання серійного (1) та експериментального (2) гвинтових транспортерів

Введення в конструкцію можливості регулювання зазору дозволила знизити початкове його значення до $H_{\min} \approx 2$ мм, тим самим розширивши зону можливого зношування витків. Доцільно при досягненні зазором допустимої величини $H_{\text{доc}} \approx 7$ мм провести проміжне регулювання транспортера до $H_{\min} \approx 2$ мм, що відповідає напрацюванню $Q_{\text{доc}} \approx 10$ тис. тон. Ця операція повторюється стільки разів скільки дозволяє конструкція робочого органу. При закінченні зони регулювання експериментальний гвинтовий робочий орган зношується до граничного значення зазору $H_{\text{доc}} = H_{\max} \approx 30$ мм, що відповідає напрацюванню $Q_{\text{доc}} = 46,5$ тис. тон. Встановлено, що порівняно із серійним шнековим живильником в якого граничний зазор досягається при $Q_{\text{доc}} = 23$ тис. тон, ресурс дослідного експериментального гвинтового транспортера, за рахунок можливості регулювань, збільшується у 2 рази.

В результаті розрахунків коефіцієнтів регресії отримано наступну математичну модель другого порядку, що описує залежність питомої енергоемності процесу від змінних факторів:

$$y = 49,087 - 10,039x_1 + 8,614x_2 + 12,259x_3 - 2,71x_1x_2 - 5,87x_1x_3 + 4,325x_2x_3 + 9,302x_1^2 - 2,68x_2^2 + 8,889x_3^2 \quad (22)$$

де y – критерій оптимізації – питома енергоемність процесу переміщення зернового матеріалу; x_1, x_2, x_3 – кодовані значення факторів, відповідно частота обертання гвинтового робочого органу, зазор між витками та кожухом транспортера, кут нахилу гвинтового транспортера.

Перевірка на адекватність при 5 % рівні значущості показала, що модель є адекватна, оскільки $F_{\text{доc}} = 2,1 > F_{\text{доc}} = 0,54$.

Для аналізу рівняння регресії (22) використовуючи метод двомірних перерізів отримано поверхні відгуку та їх двомірні перетини (рис. 9-11).

Після проведення розкодування рівняння (22), для використання його в якості розрахункової формули, одержимо:

$$q_{\dot{\gamma}} = 72,4176 - 0,37583n_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}} + 3,4426H + 0,0166\beta_{\dot{\gamma}} + 0,00542n_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}H - 0,00587n_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}\beta_{\dot{\gamma}} + 0,0865H\beta_{\dot{\gamma}} + 0,0009302n_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}^2 - 0,1072H^2 + 0,08889\beta_{\dot{\gamma}}^2 \quad (23)$$

де $q_{\dot{\gamma}}$ – питома енергоємність процесу переміщення зернового матеріалу, $\frac{A\dot{\alpha} \cdot \dot{\gamma}}{e\dot{\alpha} \cdot \dot{\gamma}}$; $n_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}$ – частота обертання гвинтового робочого органу, об/хв.; H – зазор між витками та кожухом транспортера, мм; $\beta_{\dot{\gamma}}$ – кут нахилу гвинтового транспортера, град.

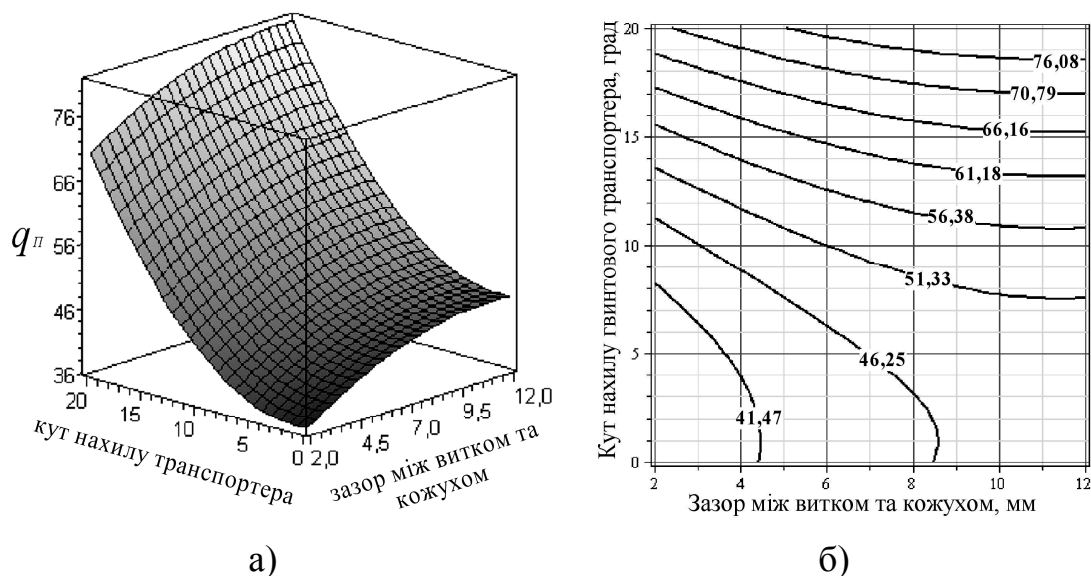


Рис. 9. Графік (а) та двовірний перетин (б) поверхні відгуку, що характеризує залежність питомої енергоємності процесу при $x_1 = 0$

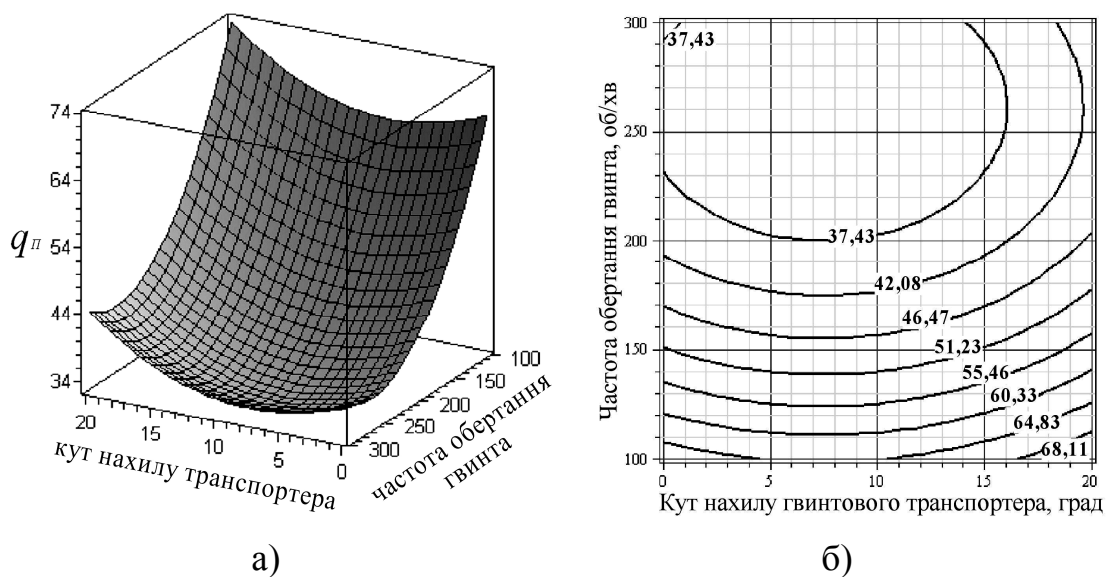


Рис. 10. Графік (а) та двовірний перетин (б) поверхні відгуку, що характеризує залежність питомої енергоємності процесу при $x_2 = -1$

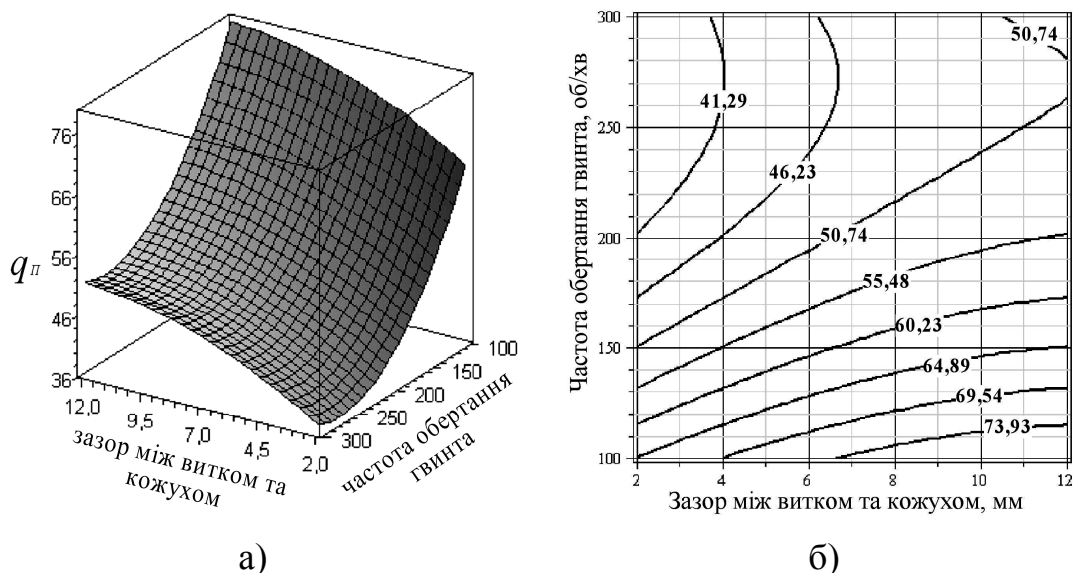


Рис. 11. Графік (а) та двовірний перетин (б) поверхні відгуку, що характеризує залежність питомої енергоємності процесу при $x_3 = 0$

Сумісний аналіз впливу факторів на питому енергоємність процесу показав, що оптимальним є використання гвинтового транспортера з частотою обертання робочого органу $n_{\text{доі}} = 250$ об/хв., зазором між витками та кожухом $\dot{I} = 2$ мм, кутом нахилу транспортера $\beta_{\delta} = 0$ град, що дає змогу отримати питому енергоємність процесу переміщення зернового матеріалу гвинтовим транспортером в межах $q_I = 38 \dots 47 \frac{\dot{A} \delta \cdot \dot{n}}{\dot{e} \dot{\alpha} \cdot \dot{i}}$, який відповідає існуючим вимогам для шнекових живильників зерноочисних машин. Результати порівняльних досліджень представлені на рис. 12.

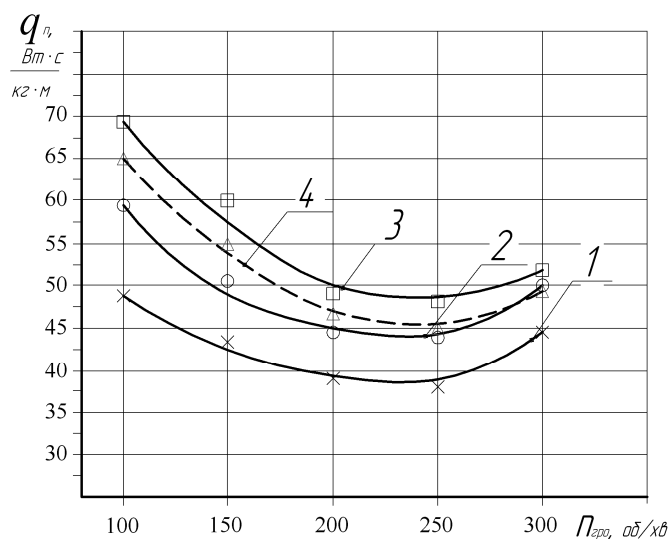


Рис. 12. Залежність питомої енергоємності процесу переміщення зернового матеріалу горизонтальними гвинтовими транспортерами від частоти обертання робочого органу: 1 – при зазорі між витками та кожухом $\dot{I} = 2$ мм; 2 – при $\dot{I} = 7$ мм; 3 – при $\dot{I} = 12$ мм; 4 – серійний гвинтовий транспортер

Як видно з графіку (рис. 12), при використанні запропонованого гвинтового транспортера із встановленим мінімальним зазором між витками та кожухом показник питомої енергоємності процесу переміщення матеріалу знизився приблизно на 15 % у порівнянні з серійним шнековим живильником зерноочисної машини.

Дослідженням встановлено, що зношування робочої поверхні гвинта і збільшення зазору між витками та кожухом, спричиняє поступове зростання питомої енергоємності процесу переміщення зернового матеріалу.

Травмування зерна при транспортуванні є основним фактором, який регламентується агротехнічними вимогами. Для визначення травмування зернового матеріалу гвинтовим транспортером отримано рівняння регресії в загальному вигляді:

$$y = 0,499 + 0,09125x_1 + 0,0946x_2 + 0,05588x_3 + 0,05175x_1x_2 - 0,00225x_1x_3 + 0,0105x_2x_3 + 0,02825x_1^2 - 0,13x_2^2 + 0,0305x_3^2 \quad (24)$$

Після розкодування рівняння (24) має вигляд:

$$\dot{O}_{ci} = 0,1719 - 0,0009195n_{\dot{\alpha}i} + 0,0689H - 0,00153\beta_o + 0,0001n_{\dot{\alpha}i}H - 0,000002n_{\dot{\alpha}i}\beta_o + 0,00021H\beta_o + 0,0000028n_{\dot{\alpha}i}^2 - 0,0052H^2 + 0,000305\beta_o^2 \quad (25)$$

де \dot{O}_{ci} – травмування зернового матеріалу гвинтовим транспортером, %.

Аналіз отриманого рівняння показує, що при знаходженні першого і третього факторів на нульовому рівні ($n_{\dot{\alpha}i} = 200$ об/хв., $\beta_o = 10$ град), а другого на нижньому рівні ($H = 2$ мм) травмування зернового матеріалу гвинтовим транспортером складає $\dot{O}_{ci} = 0,24$ %. Найбільший вплив на зміну даного параметру здійснює зазор між витками та кожухом, наближення його до середніх розмірів зернових частинок призводить до підвищеного руйнування окремих зерен.

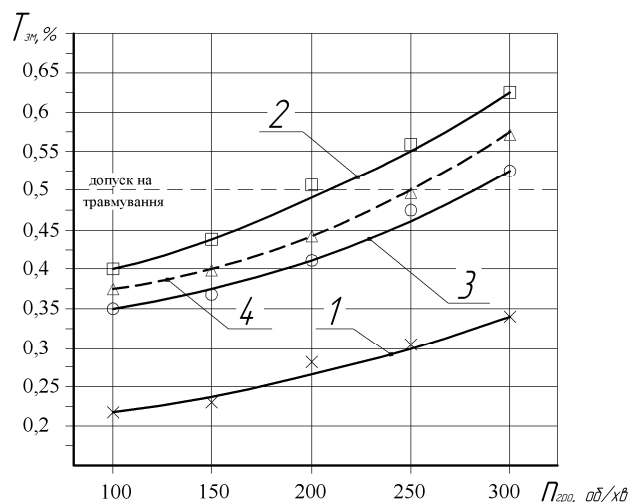


Рис. 13. Залежність травмування зерна горизонтальними гвинтовими транспортерами від частоти обертання робочого органу: 1 – при зазорі між витками та кожухом $\dot{I} = 2$ мм; 2 – при $\dot{I} = 7$ мм; 3 – при $\dot{I} = 12$ мм; 4 – серійний

При зазорі меншому мінімальних розмірів зерен, защемлення їх в процесі переміщення по кожуху практично не спостерігається, а при зазорі, більшому трьох середніх розмірів частин (12 мм і більше), на дні кожуха утворюється пасивний ледь рухомий шар матеріалу.

При дослідженні травмування було з'ясовано, що використання експериментального транспортера дозволяє зменшити пошкодження зерна гвинтовим робочим органом до 0,29...0,31 % (у серійного шнекового живильника сепаратора – 0,48 %), при збереженні максимальної продуктивності процесу (рис. 13).

Зміна кута нахилу гвинтового транспортера не лише підвищує питому енергоємність процесу, але й впливає на зростання травмування зернового матеріалу, що переміщується. Найбільші значення травмування матеріалу зафіксовані при кутах нахилу гвинтового транспортера більших 10 град.

У **п'ятому розділі** «Розрахунок економічної ефективності впровадження результатів досліджень» доведено, що використання експериментального гвинтового транспортера покращує виконання технологічного процесу переміщення зернового матеріалу. Особливості конструкції транспортера дозволяють звести до мінімальних значень питому енергоємність процесу переміщення та травмування зернового матеріалу. Це дає змогу збільшити термін експлуатації гвинтового живильника не менше ніж у 2 рази. Річний економічний ефект від експлуатації модернізованої самопересувної зерночисної машини зі встановленим експериментальним гвинтовим транспортером становить 10 513 грн.

ВИСНОВКИ

1. Основним фактором, який негативно впливає на ефективність роботи шнекових транспортерів є збільшення зазору між кожухом та витками внаслідок інтенсивного зношування останніх. Підвищення ресурсу гвинтових робочих органів можливо досягти конструктивними методами при стабілізації зазору в раціонально допустимих межах.

2. Аналіз нерівномірності розподілу величин зношування на криволінійній поверхні периферійної частини витка і побудова сітки зношування відкрили можливість встановлення основних силових факторів взаємодії витка із зерною масою, якими і обумовлюються зміни стану його профілів в процесі роботи.

3. Одержані математичні залежності, що описують зміну напружень на окремих ділянках поверхонь тертя в перерізі витка шнека (2-5), які дають змогу визначити всі складові навантажень, що обумовлюють не тільки енергетичні витрати на транспортування, але також встановлюють дію силових факторів впливу на зношування і формування периферійної частини витків гвинтового робочого органу.

4. Зусилля тертя залежить від напружень защемлення і руйнування зернин у зазорі «виток-кожух». Основною дією осьової складової зусилля тертя є створення напружень тиску та руйнування зернин в зазорі, що описується рівнянням (16), в той час як складова, яка направлена вздовж витка (17) викликає його зношування.

5. Конструктивно, наданням можливості регулювання зазору між витками і кожухом досягнуто збільшення ресурсу гвинтового робочого органу до двох разів. Періодичність регулювань складає 10 тис. тон, а загальний ресурс досягає 46,5 тис. тон.

6. Експериментально підтверджено, що застосування розробленого транспортера зменшує питому енергоємність процесу переміщення на 14...16 %, порівняно з серійним живильником, при цьому травмування зернового матеріалу знижується до 0,29...0,31 %.

7. Встановлені, основні показники ефективності роботи запропонованого гвинтового транспортера:

- питома енергоємність процесу переміщення – $39 \frac{A_0 \cdot \tilde{n}}{e \tilde{a} \cdot i}$;

- травмування зернового матеріалу – 0,29 %,

що досягається при горизонтальному переміщенні вантажу та обертанні гвинтового робочого органу з усередненою частотою до 250 об/хв., зазорі між витками і кожухом – 2 мм.

8. Економічний ефект від використання самопересувного сепаратора-ворохоочисника із встановленим на ньому розробленим гвинтовим транспортером складає (в цінах на 01.11.2011 р.) 10 513 грн. на одну машину за умови річного навантаження близько 300 год. Результати проведеного дослідження передані в КБ ВАТ «Вібросепаратор» (м. Житомир) і використані при розробці нових зерноочисних машин.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бойко А.І. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Вісник Харківського нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – Вип. 93: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Т. 1. – С. 199-205.

2. Бойко А.І. Визначення зусиль, що діють на периферійну частину витка шнека / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: Ред-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – Вип. 21. – Т. 1. – С. 15-26.

3. Бойко А.І. Дослідження динаміки спрацювання периферійної частини витка шнекового робочого органу / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Науково-виробничий журнал: Техніка і технології АПК. – 2011. – № 5. – С. 20-22.

4. Бойко А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі «виток-кожух» шнекових живильників зерноочисних машин / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Науковий вісник НУБіПУ. – К.: Ред-вид. відділ НУБіПУ, 2011. – Вип. 166: Техніка та енергетика АПК. – ч. 1. – С. 267-274.

5. Бойко А.І. Особливості навантаження і розподіл зношування поверхонь витків шнекових робочих органів / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Науково-теоретичний збірник ЖНАЕУ. – Житомир: Ред.-вид. відділ ЖНАЕУ, 2011. – №1 – С. 277-285.

6. Бойко А.І. Підвищення довговічності та ефективності роботи гвинтових транспортерів і шнекових живильників / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Зб. наук. праць КНТУ. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 24: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – ч. 1. – С. 148-152.

7. Куликівський В.Л. Дослідження зміни конструктивних параметрів гвинтових транспортерів зерноочисних машин / В.Л. Куликівський // Науково-теоретичний збірник ЖНАЕУ. – Житомир: Ред.-вид. відділ ЖНАЕУ, 2009. – №1 – С. 323-329.

8. Куликівський В.Л. Експериментальні дослідження гвинтових транспортерів та шнекових живильників зерноочисних машин / В.Л. Куликівський //

Матеріали восьмої Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції 24 – 26 січня 2012 року. Соціум. Наука. Культура. – К., 2012. – Ч. 3. – С. 58-61.

9. Куликівський В.Л. Методика експериментальних досліджень ефективності роботи та довговічності гвинтового робочого органу транспортера / В.Л. Куликівський // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 41, ч. 1. – С. 433-438.

10. Пат. 58312 Україна, МПК В65G 33/00. Гвинтовий транспортер / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський; заявник В.Л. Куликівський. – № u201010970; заяв. 13.09.2010; опубл. 11.04.2011, Бюл. № 7, 2011 р.

АНОТАЦІЯ

Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, 2012.

Дисертаційна робота присвячена питанням розробки, теоретичним та експериментальним дослідженням параметрів та режимів роботи гвинтових робочих органів транспортерів зерноочисних машин з підвищеним ресурсом.

Представлений аналіз існуючих конструкцій гвинтових робочих органів призначених для застосування в технологічних процесах транспортування матеріалів.

Аналітичними дослідженнями встановлено силові навантаження, які створює потік зерен, що формують профіль зношування витків гвинтових робочих органів.

Експериментально досліджені закономірності динаміки зношування, як для серійних, так і для запропонованого робочих органів гвинтових транспортерів. Встановлені конструктивні параметри та режими роботи шнека при яких досягається ефективне транспортування з мінімальним травмуванням матеріалу.

Проведені випробування запропонованого гвинтового транспортера та розраховано економічний ефект від його використання.

Ключові слова: транспортування, гвинтовий робочий орган, зерновий матеріал, інтенсивність зношування, ресурс.

АННОТАЦИЯ

Куликовский В.Л. Разработка винтовых транспортеров с повышенным ресурсом для зерноочистительных машин. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук за специальностью 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Винницкий национальный аграрный университет, Винница, 2012.

Диссертационная работа посвящена вопросам разработки, теоретическим и экспериментальным исследованиям параметров и режимов работы винтовых

рабочих органов транспортеров зерноочистительных машин с увеличенным ресурсом.

Представлен анализ существующих конструкций винтовых рабочих органов предназначенных для использования в технологических процессах транспортировки, смешивания материалов, характеризованы условия их эксплуатации и способы повышения долговечности шнеков.

Аналитическими исследованиями установлены силовые нагрузки, создаваемые потоком зерен, которые формируют профиль изнашивания витков винтовых рабочих органов. Учитывая неравномерное распределение интенсивности изнашивания рабочих поверхностей винтов обосновано обеспечение в конструкции транспортеров минимальных зазоров между витками и кожухом.

Разработана и изготовлена лабораторная установка, а также экспериментально исследованы закономерности динамики изнашивания серийных и предложенного рабочих органов винтовых транспортеров. Установлены конструктивные параметры и режимы работы шнека при которых достигается эффективная транспортировка материала с минимальной повреждаемостью зерен.

Проведено экономическое оценивание эффективности использования зерноочистительной машины с установленным экспериментальным винтовым транспортером. Годовой экономический эффект от использования машины с предложенным винтовым транспортером составляет около 10 513 грн.

Ключевые слова: транспортировка, винтовой рабочий орган, зерновой материал, интенсивность изнашивания, ресурс.

SUMMARY

Kulykivskiy V.L. Development of screw conveyors with increased resources for grain cleaning machines. – Manuscript

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences in specialty 05.05.11 – machinery and means of mechanization of agricultural production. – Vinnytsia National Agricultural University, Vinnytsia, 2012.

The thesis is devoted to the development, theoretical and experimental research settings and modes of working screw conveyors grain cleaning machines with increased resources.

The analysis of existing structures screw working groups intended for use in technological processes of transport, mixing materials, described the conditions of their operation and how to increase durability of screws.

Analytical studies found power load, which creates a flow of grains that form the profile wear of screw revolutions of working.

Experimentally studied the dynamics of wear for both series and for the proposed work of screw conveyors. Established design parameters and operating modes in which the screw is achieved efficiently transport material with minimal injury grains.

The tests proposed by screw conveyor and calculated economic benefit from its use.

Keywords: transportation, screw the working body, grain material, the intensity of wear life.

Підписано до друку 10.05.2012 р.

Умов. друк. арк. 0,9. Формат 60×84/16

Наклад 150 примірників. Зам. № 135

Віддруковано в Житомирському національному
агроекологічному університеті, 2012

Свідоцтво суб'єкта про державну реєстрацію

ДК № 3402 від 23.02.2009 р.

10008, м. Житомир, бульвар Старий, 7, тел.: (0412) 37–49–44