

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ГРУДОВИЙ РОМАН СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.867.42

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ І ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ
ОРґАНІВ ШНЕКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ ЗЕРНА**

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Вінниця - 2013

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі технічного сервісу та інженерної екології Житомирського національного агроекологічного університету Міністерства аграрної політики та продовольства України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Герук Станіслав Миколайович,
Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААНУ,
провідний науковий співробітник лабораторії
НТП обробітку ґрунту та сівби.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Гевко Богдан Матвійович,
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, завідувач кафедри технології
машинобудування та автомобілів;

кандидат технічних наук, доцент
Онищенко Володимир Борисович,
Національний університет біоресурсів і
природокористування, в.о. завідувача кафедри
сільськогосподарських машин та системотехніки
ім. акад. П. М. Василенка.

Захист відбудеться « »_____ 2013 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 05.854.02 Вінницького національного аграрного університету за адресою: 21008, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3, ауд 2220.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Вінницького національного аграрного університету за адресою: 21008, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3

Автореферат розісланий « » _____ 2013 р.

Учений секретар спеціалізованої
вченої ради

С. А. Шаргородський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Основними робочими й завантажувально-розвантажувальними органами багатьох сільськогосподарських машин є гвинтові робочі органи. Їх питома вага, як транспортних засобів, складає за різними джерелами загалом 40...50%. Специфіка їх роботи зумовлена різними реологічними властивостями вантажів, які визначають номенклатуру й конструкційні параметри шнеків. До переваг гвинтових конвеєрів відносять простоту конструкції та нескладність технічного обслуговування, невеликі габаритні розміри, зручність завантаження й розвантаження, герметичність тощо. Недоліки гвинтових конвеєрів пов'язані з високими питомими витратами енергії, значним стиранням і подрібненням вантажу, підвищеним зносом гвинтового робочого органу й кожуха, а також чутливістю до перевантажень, що призводить до утворення заторів всередині кожуха.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені проектуванню гвинтових конвеєрів, сучасні вимоги сільськогосподарського виробництва висувають завдання щодо модернізації існуючих конструкцій та створення принципово нових з проведенням відповідних теоретичних та експериментальних досліджень.

Тому вирішення наукового завдання, яке полягає в розробленні та практичній реалізації раціональних конструкцій гвинтових конвеєрів, мінімізації енерговитрат і зменшення травмування насіння є актуальним, доцільним, значущим і перспективним для сільськогосподарської галузі України та інших держав.

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

Роботу виконано відповідно до наукової тематики дослідницької роботи Житомирського національного агроекологічного університету «Розробка і впровадження екологічнобезпечних технічних засобів та методів експлуатації і ремонту техніки в умовах АПК України» (номер державної реєстрації 0108U001577).

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є зниження питомих енерговитрат і покращення умов транспортування зернових матеріалів під час роботи гвинтових конвеєрів шляхом вибору раціональних конструкційних параметрів і режимів їх роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести аналіз конструкцій та процесів роботи гвинтових конвеєрів сільськогосподарського призначення та на цій основі розробити теоретичні передумови проектування нових енергоощадних гвинтових конвеєрів;
- провести дослідження кінематики сипкого вантажу та процесу його навантаження на шнек з рівномірно збільшеним кроком у напрямку руху вантажу й вивести аналітичні залежності для визначення енергосилових параметрів;
- розробити динамічну модель транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром, вивести аналітичні та графічні залежності для визначення динамічних моментів у системі, моментів інерції гвинтового робочого органу з вантажем та впливу характеру навантаження на динамічні характеристики системи;
- визначити мінімальну частоту обертання кожуха для запуску гвинтового конвеєра після його вимушеної зупинки;
- дослідити кінематику сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному конвеєрі, робота якого здійснюється шляхом планетарного просторового переміщення

сипкого матеріалу, з метою визначення інтенсивності переміщення матеріалів на стадії проектування такого типу конвеєрів;

- спроектувати й виготовити функціонально здатні зразки гвинтових конвеєрів і провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, потужності на приводі, питомих енерговитрат та травмування зерна під час транспортування матеріалів в залежності від різних параметрів.

Об'єкт дослідження – процеси транспортування зернового матеріалу гвинтовими конвеєрами.

Предмет дослідження – закономірності зменшення енерговитрат гвинтових конвеєрів залежно від їх конструкційно-технологічних параметрів.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням фундаментальних засад теоретичної механіки, інформатики, морфологічного аналізу, інженерної творчості й вибору раціональних технічних рішень. Апробація розроблених алгоритмів, методик проводилася методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень одержано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. Статистичне оброблення експериментальних даних проводилося з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше досліджено кінематику сипкого вантажу і встановлено закономірності зміни навантажень в гвинтовому конвеєрі із шнеком, що має рівномірно збільшений крок витків у напрямку руху вантажу та виведено аналітичні залежності для визначення енергосилових параметрів процесу;

- вперше визначено мінімальну частоту обертання кожуха для запуску гвинтового конвеєра після його вимушеної зупинки, залежно від його конструкційних параметрів;

- вперше досліджено кінематику вантажу в кожусі еліптичного конвеєра, отримано параметричні рівняння та графіки траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів на стадії проектування конвеєра.

- одержало подальший розвиток розроблення динамічної моделі транспортування сипких матеріалів гвинтовими конвеєрами й виведено аналітичні та графічні залежності для визначення динамічних моментів опору під час їх роботи та моментів інерції гвинтових робочих органів з вантажем;

Практичне значення одержаних результатів. Удосконалено спосіб синтезу конструкцій гвинтових конвеєрів і методику їх розрахунку на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

На основі результатів теоретичних та практичних досліджень спроектовано та виготовлено експериментальні зразки гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів, розроблено конструкції нових гвинтових конвеєрів та змішувачів з покращеними технічними характеристиками.

Результати досліджень впроваджено на ПАТ «Вібросепаратор» (м. Житомир), ВАТ «Рівнесільмаш» (смт. Квасилів Рівненська область), філії ПАТ «Державна продовольчо-зернова корпорація України» «Бровківське ХПП» (м. Андрушівка Житомирська

область), у корпорації «Сварог Вест Груп» (м. Шепетівка Хмельницької області)

Технічну новизну розроблень захищено шістьма деклараційними патентами України на корисні моделі: № 69808, № 70813, № 73085, № 75313, № 75314, № 78766.

Теоретичні та експериментальні результати дисертаційних досліджень впроваджені в навчальний процес Житомирського національного агроекологічного університету при викладанні дисциплін: «Підйомно-транспортні машини», «Сільськогосподарські машини», «Експлуатація машин і обладнання в рослинництві», «Ремонт машин та обладнання», «Теорія машин і механізмів», «Механіка матеріалів і конструкцій», «Машини та обладнання в тваринництві».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконано автором самостійно [1-4, 20-23]. У працях, опублікованих у співавторстві, здобувачем розроблено теоретичні [5, 6, 9, 10, 13, 14] передумови роботи гвинтових конвеєрів, проведено комплекс експериментальних досліджень [7, 8, 12], запропоновано нові конструкції гвинтових конвеєрів [11, 15-19, 24]. Постановка завдань, аналіз і трактування результатів виконано спільно з науковим керівником та частково із співавторами публікацій.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідалися й обговорювалися на: XI-ій міжнародній науковій конференції з нагоди 110-ї річниці від дня народження академіка П. М. Василенка «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Київ, 18 жовтня 2010 р.), III-ій міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології в агропромисловому і лісовому комплексах та переробній галузі» (м. Луцьк, 2-3 червня 2011 р.), XIX-ій міжнародній науково-технічній конференції ННЦ «ІМЕСГ» «Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві» (с.м.т. Глеваха, 5-7 липня 2011 р.), VIII-ій міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кіровоград, 3-4 листопада 2011 р.), X-ій міжнародній науково-методичній конференції «Інноваційні напрямки розвитку технічного сервісу машин», (м. Харків, 22-23 березня 2012 р.), XX-ій міжнародній науково-технічній конференції ННЦ «ІМЕСГ» «Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві» (с.м.т. Глеваха, 22-24 травня 2012 р.), XIII-ій міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» присвячена 112-й річниці з дня народження академіка П. М. Василенка (м. Вінниця, 17-18 жовтня 2012 р.), XVI-ій науковій конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 5-6 грудня 2012 р.), VII-ій Всеукраїнській науково-практичній конференції Кіровоградського національного технічного університету «Підвищення надійності машин і обладнання» (м. Кіровоград, 3-5 квітня 2013 р.).

У повному обсязі робота доповідалась на науково-технічному семінарі Вінницького національного аграрного університету у 2013 р, де отримала позитивний відгук.

Публікації. Результати наукових досліджень викладено у 24 друкованих працях, з яких 14 статей у фахових виданнях (1 закордонна, 4 одноосібних), 6 патентів і 4 матеріали науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Матеріал

викладений на 179 аркушах комп'ютерного тексту, з яких 157 сторінок основного тексту, з них 71 рисунок, 12 таблиць, а також список використаних джерел із 134 найменувань та 7 додатків на 54 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

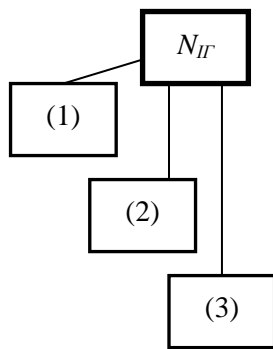
У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету, об'єкт, предмет і завдання дослідження. Викладено наукову новизну й практичне значення одержаних результатів. Наведено інформацію про апробацію, структуру та обсяг роботи. Сформульовано основні положення дисертаційної роботи та найважливіші результати, що винесено на захист.

У першому розділі представлено патентний пошук та літературний огляд конструкцій гвинтових конвеєрів. Проведений аналіз показав, що відомі технічні рішення загалом задовольняють широкі потреби народного господарства для виконання транспортних операцій при переміщенні сипких вантажів. Проте більшість технічних рішень не мають теоретичного обґрунтування, що утруднює вибір конкретних параметрів. У формування наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів вагомий внесок зробили В.В. Адамчук, О. Д. Алімов, К. В. Алферов, П. І. Басов, Е. Бернхардт, А. І. Бойко, А. А. Вайнсон, П. М. Василенко, Б. М. Гевко, Р. Б. Гевко, В. С. Ловейкін, А. М. Григор'єв, І. Е. Груздєв, Б. М. Гутьяр, Л. В. Гячев, В. К. Дьячков, П. М. Заїка, Р. Л. Зенков, В. Г. Іванов, Ф. К. Іванченко, А. І. Кіщенко, Г. В. Корнеєв, Л. М. Куцин, Х. Герман, Д. Мак-Келві, С. Н. Михайлов, І. В. Морін, О. О. Омельченко, Ю. А. Пертен, В. І. Пономарьов, П. А. Преображенский, М. І. Пилипець, Р. М. Рогатинський, А. О. Співаковський, А. Я. Соколов, В. Д. Ткач, Г. Шенкель, М. К. Штуков та багато інших. У роботах вищевказаних авторів представлено теоретичні дослідження закономірностей кінематики та динаміки гвинтових конвеєрів, руху матеріальної частинки, ланцюгово-зв'язних частинок, пошарового руху матеріалу й умов перенесення даних моделей на випадок транспортування матеріалу потоком, приділено увагу визначенню раціональних режимів транспортування та конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів.

Загальна характеристика наукової проблеми показала, що низка питань проектування прогресивних конструкцій гвинтових конвеєрів з мінімальними енерговитратами при мінімальному травмуванні зернового матеріалу вимагає подальшого розроблення й дослідження, а саме теоретичного обґрунтування, зменшення енерговитрат гвинтових конвеєрів шляхом рівномірного збільшення міжвиткового простору шнеків в напрямку руху зернового матеріалу, розроблення динамічної моделі їх роботи, проведення комплексу експериментальних досліджень. Недостатньо уваги приділено впливу кожуха на показники енергоємності й продуктивності гвинтових конвеєрів, зокрема, використання кожухів із формою поперечного січення, яка відрізняється від циліндричної, або ж надання йому додаткових рухів, що також потребує додаткового вивчення.

На основі проведеного аналізу визначено наукові підходи та напрямки досліджень для вирішення поставлених в роботі завдань.

У другому розділі представлено основні технічні ідеї і гіпотези щодо підвищення ефективності гвинтових конвеєрів, наведено методику синтезу прогресивних конструкцій енергоощадних гвинтових конвеєрів за допомогою модифікованого морфологічного аналізу. Розроблена морфологічна схема технічної системи «Гвинтовий конвеєр» (рис. 1) з групуванням конструктивних елементів за ієрархічними групами. Згідно із запропонованим групуванням до першої ієрархічної групи віднесено такі конструктивні елементи: 1 – жолоб; 2 – шнек; 3 – механізм передавання крутного моменту; до другої ієрархічної групи: 4 – бункер; 5 – опорно-регулювальний механізм; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно під час кодування використано наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових конвеєрів з використанням символу «*i*» (де «*i*» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – жолоби; 2_i – шнеки; 3_i – механізми передавання крутного моменту; 4_i – бункери; 5_i – опорно-регулювальні механізми; 6_i – двигун-редуктори.



$$N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 3 \cdot 8 \cdot 2 + 4 \cdot 3 + 4 = 64$$

(1) 1_1 , (1) 1_2 , (1) 1_3 ;
 (1) 2_1 , (1) 2_2 , (1) 2_3 , (1) 2_4 , (1) 2_5 , (1) 2_6 , (1) 2_7 , (1) 2_8 ,
 (1) 3_1 , (1) 3_2 ;
 (2) 4_1 , (2) 4_2 , (2) 4_3 ; (2) 4_4 ;
 (2) 5_1 , (2) 5_2 , (2) 5_3 .
 (3) 6_1 , (3) 6_2 , (3) 6_3 , (3) 6_4 .

Рис. 1. Модель технічної системи «Гвинтовий конвеєр»:

(1) – перший ієрархічний рівень; (2) – другий ієрархічний рівень;
 (3) – третій ієрархічний рівень; N_{IT} – кількість синтезованих варіантів;
 z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; K_i – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня

Синтез альтернатив запропонованим удосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень за значно менших витратах зусиль та часу, ніж під час використання звичайного морфологічного аналізу.

Унаслідок синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів гвинтових конвеєрів, які захищені патентами України на корисні моделі.

Також у другому розділі представлено програму і методику експериментальних досліджень, наведено прилади, обладнання та експериментальні установки.

Для визначення продуктивності, потужності на приводі, питомих енерговитрат та травмування насіння під час транспортування зернових матеріалів

на базі створених винаходів спроектовано та виготовлено дослідну установку (рис. 2). За її допомогою проведено експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання шнека та зміни кута нахилу гвинтового конвеєра з обробкою даних у персональному комп'ютері.

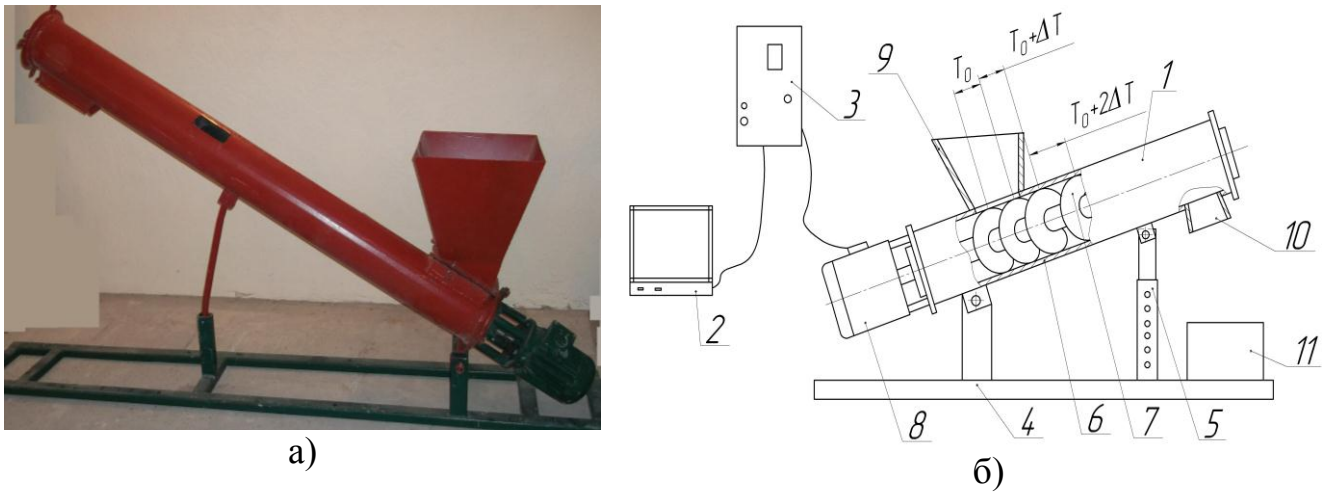


Рис. 2. Загальний вигляд дослідної установки: а) гвинтовий конвеєр; б) схема установки

Дослідна установка (рис. 2 б) складається з гвинтового конвеєра 1, привід якого піддається керуванню з персонального комп'ютера 2 через перетворювач частоти серії Altivar 71 поз. 3. Гвинтовий конвеєр складається з рами 4, на котрій, з можливістю зміни кута нахилу відносно горизонту завдяки опорі 5, розташовано кожух 6. У ньому знаходиться шнек 7 із змінним кроком витків, що приводиться в рух трьохфазним асинхронним електродвигуном 8. На кожусі 6 закріплено бункер 9 та вивантажувальний патрубок 10. На рамі 4 встановлено мірний посуд 11.

Для виконання досліджень виготовлено три змінних шнеки з поступово зростаючими кроками витків. Зовнішній діаметр шнеків дорівнював 150 мм, довжина робочої частини шнеків 1,5 м, початковий крок витка шнека T_0 відповідав коефіцієнту кроку $k_{T1} = 0,8$ і дорівнював 120 мм. Досліджувані прирости кроку витків ΔT шнеків вибирали з умови, яка полягала в тому, що коефіцієнт кроку k_{T2} максимального кроку шнека T_{\max} не повинен перевищувати 1,25. Тому вибрано наступні параметри: 1) $\Delta T_1 = 3$ мм, $T_{\max} = 150$ мм, $k_{T2} = 1,0$; кількість витків – 11; 2) $\Delta T_2 = 5$ мм, $T_{\max} = 167$ мм, $k_{T2} = 1,115$; кількість витків – 10,5; 3) $\Delta T_3 = 7$ мм, $T_{\max} = 182$ мм, $k_{T2} = 1,21$; кількість витків – 10.

Частоту обертання шнека n вибирали із умови забезпечення достатньої продуктивності при зменшенні травмування зерна.

У третьому розділі досліджено кінематику вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу (рис. 3). До переваг застосування таких шнеків можна віднести збільшення коефіцієнта завантаження в зоні переміщення вантажу з бункера в шнек, що призводить до зростання його продуктивності, такі шнеки також сприяють поступовому зростанню швидкості переміщення вантажу.

Зміну величини кроку шнека представлено у вигляді графіка на рис. 4, на котрому показано, що початковий крок шнека T_0 зростає на величину ΔT на кожному наступному витку.

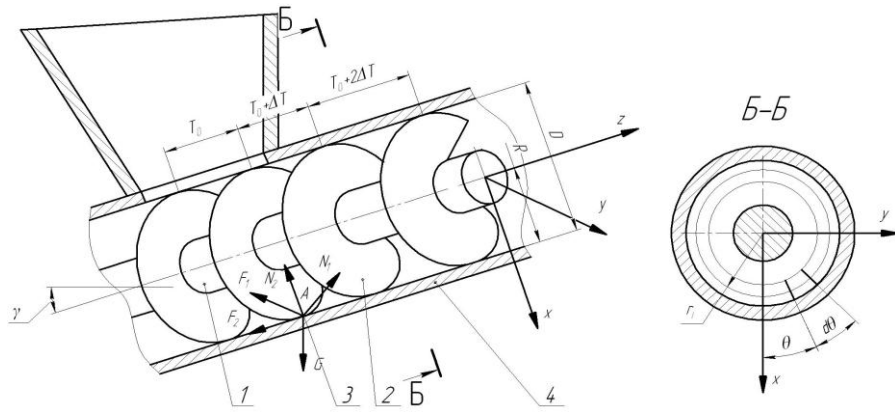


Рис. 3. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу в нахиленому гвинтовому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – шнек з поступово зростаючим кроком витків; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух

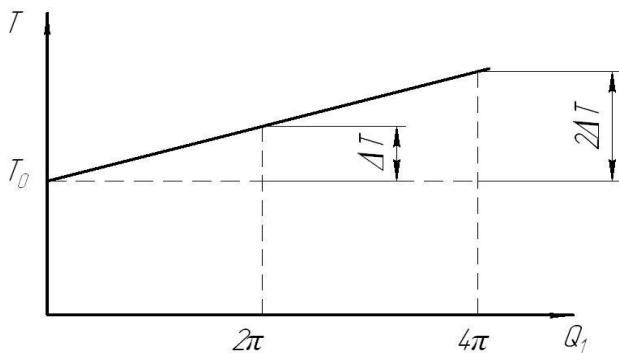


Рис. 4. Графік зміни кроку шнека

Один виток шнека відповідає кутовому параметру $\theta_1 = 2\pi$, а функцію зміни кроку шнека можна записати так:

$$T(\theta_1) = T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi}. \quad (1)$$

Приріст кроку шнека на одному витку:

$$\Delta T = \frac{T_{\max} - T_0}{i - 1}, \quad (2)$$

де T_{\max} – максимальний крок шнека, м; i – загальна кількість робочих витків шнека.

Максимальний крок шнека T_{\max} і початковий крок шнека T_0 пов'язані з коефіцієнтом кроку шнека $k_T = T/D$, який для зернових матеріалів коливається в межах від $k_{T1} = 0,8$ до $k_{T2} = 1,2$, де D – зовнішній діаметр шнека, м.

Тому прийнято:

$$\Delta T = \frac{D(k_{T2} - k_{T1})}{i - 1}. \quad (3)$$

Довжина робочої частини шнека:

$$L = D \cdot k_{T1} \left(i + \frac{k_{T2} - k_{T1}}{k_{T1}(i-1)} \sum_{i=1}^i (i-1) \right). \quad (4)$$

Відповідно координати частинки вантажу А визначено в параметричному вигляді такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \cos \theta; \\ y_A = R \cdot \sin \theta; \\ z_A = \left(T_0 + \frac{\Delta T}{2\pi} \theta_1 \right) \frac{(\omega t - \theta)}{2\pi}, \end{cases} \quad (5)$$

де x_A, y_A, z_A , – координати частинки, м; R – радіальний параметр частинки, м; θ – кутовий параметр частинки, рад; ω – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; t – час, с.

Проекції швидкості руху частинки відносно шнека для загального випадку, якщо $R \neq const$:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (6)$$

Прискорення частинки за умови, що $R=const$:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y} = R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} = \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega - \frac{d\theta}{dt}}{2\pi} \right) + \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{d^2\theta}{dt^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right) + \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \right). \end{cases} \quad (7)$$

Розглянуто стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі (рис. 5), в якому вантаж рухається гвинтовою траєкторією і для якого дійсні умови:

$$\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_6, \quad \frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d\theta_1}{dt} = const = \omega_6, \quad \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0, \quad \frac{dR}{dt} = 0, \quad R = const,$$

де ω_6 - кутова швидкість обертання вантажу, рад/с.

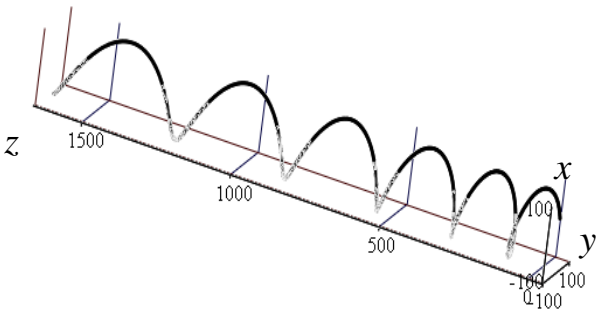


Рис. 5. Траєкторія руху частинки в швидкохідному конвеєрі із шнеком, що має змінний крок витків:

$$R = 100\text{мм}; \quad \omega = 32\text{рад/с}$$

Проекції швидкості руху частинки відносно кожуха на осі системи координат xuz :

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \sin(\omega_6 t) \cdot \omega_6; \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \cos(\omega_6 t) \cdot \omega_6; \\ \dot{z}_2 = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega_6 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} (\omega - \omega_6) \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (8)$$

Прискорення частинки визначено за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R \omega_6 \cos(\omega_6 t) (\omega - \omega_6); \\ \ddot{y} = R \omega_6 \sin(\omega_6 t) (\omega - \omega_6); \\ \ddot{z} = \frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_6 (\omega - \omega_6). \end{cases} \quad (9)$$

Аналогічно розглянуто стабільний режим транспортування в швидкохідному конвеєрі, у якому вантаж рухається лінійною траєкторією і для якого дійсні умови:

$$\theta = \text{const}, \quad \frac{d\theta}{dt} = 0, \quad \frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega, \quad \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0, \quad \frac{dR}{dt} = 0, \quad R = \text{const}.$$

Оскільки коефіцієнт внутрішнього тертя вантажу, що піддається транспортуванню, переважно значно перевищує коефіцієнт тертя між вантажем та кожухом і шнеком, рух потоку вантажу в першому наближенні розглянуто як рух частинок з незмінними характеристиками зовнішніх зв'язків, котрі не залежать від внутрішніх взаємодій частинок.

На основі рівнянь рівноваги всіх сил, прикладених до вантажу, визначено величину нормальної реакції поверхні шнека для швидкохідного конвеєра:

$$N_1 = \frac{m_b \left(\frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_s (\omega - \omega_s) - g \cdot \sin \gamma \left(-\cos(\omega_s t) - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + R \omega_s \cos(\omega_s t) (\omega - \omega_s) - g \cdot \cos \gamma \right)}{-\sin \alpha_c \sin(\omega_s t) - f_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} + \frac{\left(\cos \alpha_c - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) \left(-\cos(\omega_s t) - f_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}}, \quad (10)$$

де m_b – маса вантажу, яка піддається одночасному транспортуванню, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с²; γ – кут нахилу осі шнека, рад; f_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха; \dot{s}_1 – модуль абсолютної швидкості руху частинки відносно шнека, м/с; \dot{s}_2 – модуль абсолютної швидкості руху частинки по кожуху, м/с; α_c – середній кут нахилу витків шнека, рад.

Також визначено величину нормальної реакції поверхні кожуха:

$$N_2 = \frac{-N_1 \left(\cos \alpha_c - f_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + m_b \left(\frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_s (\omega - \omega_s) + g \cdot \sin \gamma \right)}{-f_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}. \quad (11)$$

Такі ж розрахунки проведено для тихохідних конвеєрів.

Крутний момент на шнекові визначено за виразом:

$$M = N_1 \cdot R (\sin \alpha_c + f_1 \cos \alpha_c) + N_2 R f_2. \quad (12)$$

Шляхом комп'ютерного моделювання на основі формул (8) – (12), використовуючи відому формулу для визначення потужності $N = Mn/9750$, побудовано порівняльні графіки (рис. 6, 7) енергосилових параметрів гвинтових конвеєрів з постійними та змінними кроками витків шнеків, де ϕ_0 – коефіцієнт завантаження конвеєра.

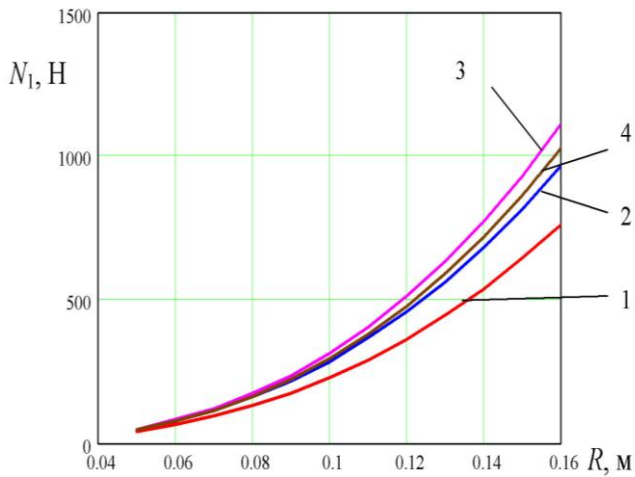


Рис. 6. Графік залежності нормальної реакції поверхні шнека від радіуса шнека: $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $n = 400$ об/хв:

- 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$
- 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$;
- 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$;
- 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

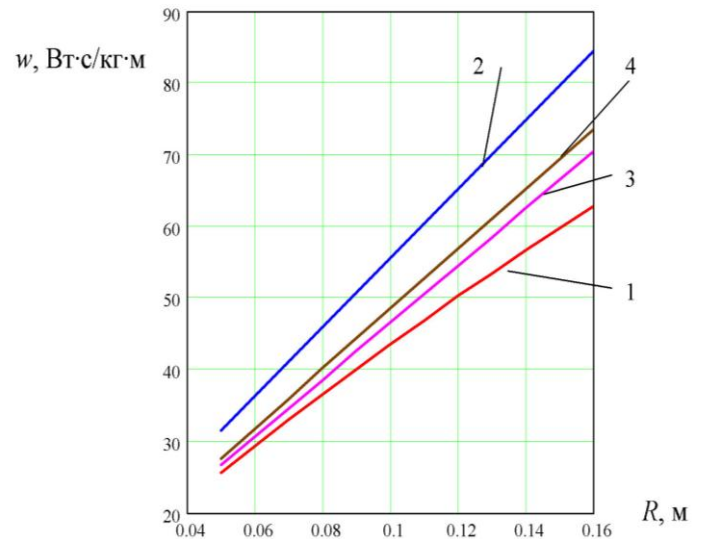


Рис. 7. Графік залежності питомих енерговитрат конвеєра під час транспортування вантажу від радіуса шнека: $\gamma = 30$ град, $L = 1,5$ м, $n = 400$ об/хв:

- 1 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,5$;
- 2 - $k_{T1} = 0,8$, $k_{T2} = 0,8$, $\varphi_0 = 0,5$;
- 3 - $k_{T1} = 1,2$, $k_{T2} = 1,2$, $\varphi_0 = 0,42$;
- 4 - $k_{T1} = 1,0$, $k_{T2} = 1,0$, $\varphi_0 = 0,45$

Аналізуючи графік рис. 7 робимо висновки, що використання шнеків з поступово зростаючим кроком витків (з коефіцієнтами кроку від $k_{T1} = 0,8$ до $k_{T2} = 1,2$) дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу порівняно із шнеками, крок витків яких відповідає коефіцієнту кроку $k_{T1} = 0,8$ на 15 - 25 %, та на 1 - 9 % порівняно із шнеками, коефіцієнт кроку яких відповідає $k_{T2} = 1,2$. Водночас перевага шнеків з поступово зростаючим кроком збільшується у процесі підвищення коефіцієнта швидкохідності, також під час використання шнеків із збільшеним зовнішнім діаметром і високою частотою обертання. Ця перевага передусім досягається зменшенням ваги вантажу, що одночасно піддається транспортуванню. Ефективне використання шнеків з поступово зростаючим кроком витків можливе, якщо виконується умова:

$$\frac{\psi_{01}\varphi_{01}k_{T1}}{\psi_{02}\varphi_{02}k_{T2}} > 1, \quad (13)$$

де φ_{01} - коефіцієнт завантаження для шнека з мінімальним кроком витків; φ_{02} - коефіцієнт завантаження для шнека з максимальним кроком витків; ψ_{01} - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу у зворотному напрямку для шнеків із змінним кроком витків; ψ_{02} - коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу у зворотному напрямку для шнеків з максимальним кроком витків. $\psi_{02} \leq \psi_{01} \leq 1$.

Проведено дослідження динамічних характеристик гвинтових конвеєрів на основі двохмасової моделі. Диференціальні рівняння руху кожної з мас записано на підставі відомого рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_\delta - c(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_{po} \ddot{\varphi}_2 &= -T_2 + c(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \end{aligned} \quad (14)$$

де J_1, J_{po} – моменти інерції відповідно привідної та шнекової частини з вантажем, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; φ_1, φ_2 – кути повороту відповідних мас, рад; T_δ – момент приводу на двигуні, $\text{Н} \cdot \text{м}$; c – приведена крутна жорсткість системи $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; β – приведений коефіцієнт демпфування системи $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$; T_2 – момент опору, прикладений до шнека з вантажем, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Визначено моменти інерції шнекової частини з вантажем. Для жорстких шнеків, що працюють у швидкохідному режимі:

$$J_{po} = \pi D^2 L \rho r \left(\frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} \right) + \frac{i \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2 (R^2 - r^2)} + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2}{2}, \quad (15)$$

де φ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; ρ – густина вантажу, який піддається транспортуванню, $\text{кг}/\text{м}^3$; ρ_1 – густина матеріалу витків, $\text{кг}/\text{м}^3$; r – внутрішній радіус шнека, м; ρ_2 – густина матеріалу трубчастого вала шнека, $\text{кг}/\text{м}^3$, R_1, r_1 – зовнішній та внутрішній радіуси трубчастого вала шнека відповідно, м.

Для жорстких шнеків, що працюють у тихохідному режимі:

$$J_{po} = \pi D^2 L \rho r \frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{n \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2 (R^2 - r^2)} + \pi \rho_2 L (R_1^2 - r_1^2)^2}{2}, \quad (16)$$

Розв'язок системи рівнянь (14) проведено числовим методом Рунге-Кутта та аналітичним методом. Із результатів розв'язку встановлено, що максимальні динамічні крутні моменти й деформації елементів системи виникають в перші 2 секунди часу роботи шнека, до того ж різке навантаження шнека призводить до зростання амплітуди динамічних крутних моментів і величини деформації елементів системи в 1,6 – 1,7 разів.

Для зменшення динамічних навантажень на гвинтовий конвеєр під час запуску після вимушеної зупинки запропоновано використовувати гвинтовий конвеєр нової конструкції з обертовим кожухом, який починає обертатись до запуску шнека й надає обертового руху вантажу.

Визначено необхідну мінімальну частоту обертання кожуха:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \left(\sin \gamma \operatorname{tg} \left(\arctg \frac{T}{2\pi R} + \arctg f_1 \right) \left(1 + \frac{1}{f_2} \right) + \cos \gamma \right)}{R_1}}, \quad (17)$$

де R_1 – радіус внутрішньої поверхні кожуха, м.

У четвертому розділі представлено результати експериментальних досліджень продуктивності, потужності на приводі та питомих енерговитрат нахиленого гвинтового конвеєра від величини приросту кроку шнека на одному

витку ΔT , кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека n під час транспортування пшениці та ячменю в таких межах зміни вхідних факторів: $0,003 \leq \Delta T \leq 0,007$ (м); $15 \leq \gamma \leq 45$ (град); $100 \leq n \leq 400$ (об/хв).

Одержано рівняння регресії для визначення продуктивності гвинтового конвеєра:

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(\Delta T, \gamma, n)} = 0,438 - 14,066\Delta T - 1,33 \cdot 10^{-2} \gamma + 3,724 \cdot 10^{-2} n + 0,23\Delta T \gamma - 8,33 \cdot 10^{-2} \Delta T n - 1,36 \cdot 10^{-4} \gamma n - 3,27 \cdot 10^{-5} n^2; \quad (18)$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(\Delta T, \gamma, n)} = 0,397 - 12,867\Delta T - 1,203 \cdot 10^{-2} \gamma + 3,352 \cdot 10^{-2} n + 0,207\Delta T \gamma - 7,333 \cdot 10^{-2} \Delta T n - 1,227 \cdot 10^{-4} \gamma n - 3,947 \cdot 10^{-5} n^2. \quad (19)$$

Також виведено рівняння регресії для визначення потужності на приводі гвинтового конвеєра:

- під час транспортування пшениці:

$$N_{(\Delta T, \gamma, n)} = 7,787 \cdot 10^{-2} + 1,317\Delta T + 9,65 \cdot 10^{-4} \gamma - 1,378 \cdot 10^{-3} n - 9,167 \cdot 10^{-2} \Delta T \gamma - 4,667 \cdot 10^{-2} \Delta T n + 2,134 \cdot 10^{-5} \gamma n + 660\Delta T^2 - 2,844 \cdot 10^{-5} \gamma^2 + 5,156 \cdot 10^{-6} n^2; \quad (20)$$

- під час транспортування ячменю:

$$N_{(\Delta T, \gamma, n)} = 6,706 \cdot 10^{-2} + 1,363\Delta T + 8,889 \cdot 10^{-4} \gamma - 1,221 \cdot 10^{-3} n - 8,267 \cdot 10^{-2} \Delta T \gamma - 4,333 \cdot 10^{-2} \Delta T n + 1,911 \cdot 10^{-5} \gamma n + 595\Delta T^2 - 2,533 \cdot 10^{-5} \gamma^2 + 4,62 \cdot 10^{-6} n^2. \quad (21)$$

Часткове графічне відображення рівнянь (18)-(21) показано на рис. 9 і 10.

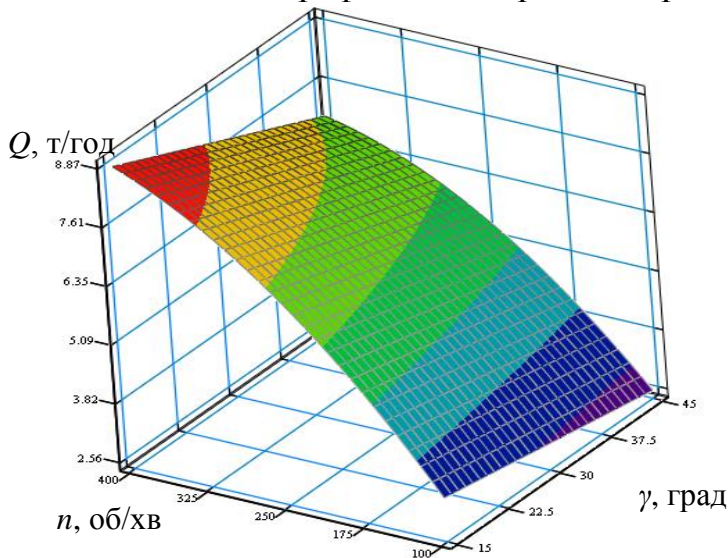


Рис. 9. Поверхня відгуку залежності продуктивності транспортера $Q_{(n, \gamma)}$ під час транспортування пшениці від частоти обертання шнека та кута нахилу конвеєра ($\Delta T = 0,005$ м)

Також установлено рівняння регресії для визначення питомих енерговитрат гвинтового конвеєра:

- для транспортування пшениці:

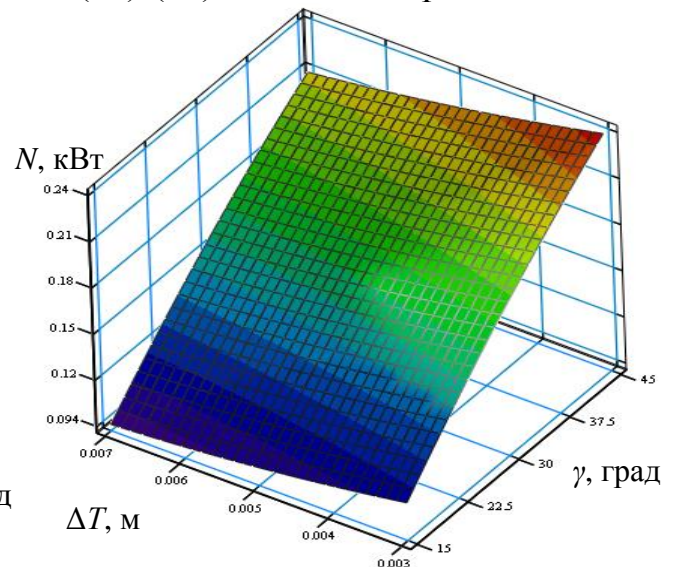


Рис. 10. Поверхня відгуку залежності потужності на приводі конвеєра $N_{(\Delta T, \gamma)}$ під час транспортування пшениці від приросту кроку шнека на одному витку та кута нахилу конвеєра ($n = 250$ об/хв)

$$w_{(\Delta T, \gamma, n)} = 1,314 \cdot 10^{-2} - 0,652 \Delta T - 9,978 \cdot 10^{-5} \gamma - 1,23 \cdot 10^{-4} n - 1,36 \cdot 10^{-2} \Delta T \gamma - 3,3 \cdot 10^{-3} \Delta T n + 2,378 \cdot 10^{-6} \gamma n + 140,5 \Delta T^2 + 3,556 \cdot 10^{-6} \gamma^2 + 3,769 \cdot 10^{-7} n^2; \quad (22)$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(\Delta T, \gamma, n)} = 1,39 \cdot 10^{-2} - 0,68 \Delta T - 1,109 \cdot 10^{-4} \gamma - 1,29 \cdot 10^{-4} n - 1,43 \cdot 10^{-2} \Delta T \gamma - 3,47 \cdot 10^{-3} \Delta T n + 2,49 \cdot 10^{-6} \gamma n + 147,5 \Delta T^2 + 3,74 \cdot 10^{-6} \gamma^2 + 3,96 \cdot 10^{-7} n^2. \quad (23)$$

За результатами експериментальних досліджень виявлено, що теоретичні залежності адекватно описують процеси транспортування вантажу у гвинтових конвеєрах із шнеками з поступово зростаючим кроком витків. Розбіжність між теоретичними та експериментальними результатами не перевищує 14 %. Збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003 м до 0,007 м призводить до зменшення питомих енерговитрат від 5 до 10%. Водночас збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град., надає приросту питомих енерговитрат від 20 до 50 %. Тому збільшення величини приросту кроку шнека є доцільним способом збереження енерговитрат.

Також представлено результати експериментальних досліджень травмування зерна пшениці та ячменю. Виведено рівняння регресії для визначення величини травмування зерна у гвинтовому конвеєрі:

- для транспортування пшениці:

$$T_{cm(\Delta T, \gamma, n)} = 0,349 + 45,25 \Delta T - 9,77 \cdot 10^{-3} \gamma + 6,33 \cdot 10^{-5} n - 0,175 \Delta T \gamma - 5,0 \cdot 10^{-2} \Delta T n + 1,78 \cdot 10^{-5} \gamma n + 4500 \Delta T^2 + 2,09 \cdot 10^{-4} \gamma^2 + 3,2 \cdot 10^{-6} n^2; \quad (24)$$

- для транспортування ячменю:

$$T_{cm(\Delta T, \gamma, n)} = 0,32 + 43,05 \Delta T - 8,90 \cdot 10^{-3} \gamma + 6,44 \cdot 10^{-5} n - 0,163 \Delta T \gamma - 4,67 \cdot 10^{-2} \Delta T n + 1,64 \cdot 10^{-5} \gamma n + 4250 \Delta T^2 + 1,91 \cdot 10^{-4} \gamma^2 + 2,98 \cdot 10^{-6} n^2. \quad (25)$$

Доведено, що збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003 м до 0,007 м призводить до зменшення величини травмування зерна від 7 до 12 %. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град., збільшує травмування зерна від 20 до 40 %. Тому збільшення величини приросту кроку шнека є доцільним способом зменшення травмування зерна.

У п'ятому розділі подано оригінальні конструкції еліптичних конвеєрів сипких матеріалів, що підвищують якість змішування зернових матеріалів шляхом планетарного просторового переміщення і змішування вантажу шнеком.

Отримано параметричні рівняння траєкторії руху вантажу:

$$\vec{r}_B = \begin{pmatrix} a \left[(-\sin(\omega_1 t) \cdot \cos(\omega_2 t) - \cos(\omega_1 t) \cdot \sin(\omega_2 t)) r - \sin(\omega_1 t) \cdot \frac{\omega_2 T \operatorname{tg} \alpha_1 t}{2\pi} \right] \\ b \left[(-\sin(\omega_1 t) \cdot \sin(\omega_2 t) + \cos(\omega_1 t) \cdot \cos(\omega_2 t)) r + \cos(\omega_1 t) \cdot \frac{\omega_2 T \operatorname{tg} \alpha_1 t}{2\pi} \right] \\ \frac{\omega_2 T t}{2\pi} \end{pmatrix}, \quad (26)$$

де ω_1 – частота обертання шнека навколо вісі еліпсного зубчастого колеса, рад/с; ω_2 – частота обертання шнека навколо власної осі рад/с; α_1 – найбільший кут ексцентриситету шнека; a , b – параметри, що визначають співвідношення осей

еліпсного колеса.

Диференціюючи рівняння (26), отримано параметричні рівняння швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів на стадії проектування конвеєрів. Чим більша інтенсивність руху вантажу, тим менший за довжиною конвеєр, а відповідно й менші енергетичні затрати на змішування.

В результаті проведеного синтезу на основі модифікованого морфологічного аналізу розроблено 12 оригінальних конструктивних рішень гвинтових конвеєрів, які поєднують функції транспортування зернових матеріалів з технологічними функціями їх змішування, більшість з яких захищено патентами України на корисні моделі.

Запропоновано інженерну методику розрахунку гвинтових конвеєрів із поступово зростаючим кроком витків шнека. Представлено техніко-економічне обґрунтування запропонованих і досліджених конструкцій гвинтових конвеєрів. Очікуваний річний економічний ефект становить 1840 грн. порівняно із серійним гвинтовим конвеєром.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення й нове технічне вирішення наукової проблеми, яка полягає в підвищенні ефективності енергоощадних гвинтових конвеєрів для транспортування зернових матеріалів при зменшенні їх травмування через рівномірне збільшення міжвиткового простору в напрямку руху зернового матеріалу та модернізації кожухів, змінюючи форму їх поперечного січення й надаючи їм можливість обертового руху, а також шляхом теоретичного обґрунтування нових технічних рішень гвинтових механізмів і розробленням багатоваріантної структури конструктивних та функціональних особливостей для синтезу гвинтових конвеєрів на основі мінімізації енерговитрат транспортування зернових матеріалів.

2. Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків. Проведено детальний аналіз руху вантажу у швидкохідному та тихохідному гвинтових конвеєрах. Розроблено методику встановлення характеру навантаження на елементи гвинтового конвеєра: на кожух та на шнек з поступово зростаючим кроком витків, виведено аналітичні залежності для визначення енергосилових параметрів під час переміщення вантажу, що можна широко використовувати у процесі проектування гвинтових транспортно-технологічних систем. Використання шнеків з поступово зростаючим кроком витків з коефіцієнтами кроку від $k_{T1} = 0,8$ до $k_{T2} = 1,2$ дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу порівняно із шнеками, крок витків яких відповідає коефіцієнту кроку $k_{T1} = 0,8$ на 15-25 %, та на 1-9 % порівняно із шнеками коефіцієнт кроку яких відповідає $k_{T2} = 1,2$. Водночас перевага шнеків з поступово зростаючим кроком витків збільшується при збільшенні коефіцієнта швидкохідності, тобто під час використання шнеків із збільшеним зовнішнім діаметром і високою частотою обертання. Потужність, яка використовується шнеками із змінним кроком на 12-18 % нижча, ніж при використанні шнеків із

постійним мінімальним кроком. Виведено необхідну умову ефективного використання шнеків із поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу.

3. Представлено динамічну модель гвинтового конвеєра зернових матеріалів. Запропоновано й розв'язано диференціальні рівняння руху мас. Визначено аналітичні залежності динамічних моментів опору, моменту двигуна та жорсткості елементів. Подано практичні рекомендації щодо навантажень на систему в перехідному й усталеному режимах. Максимальні динамічні крутні моменти й деформації елементів системи виникають в перші 2 секунди часу роботи шнека, до того ж різке навантаження шнека призводить до зростання амплітуди динамічних крутильних моментів і величини деформації елементів системи в 1,6 - 1,7 разів.

4. Наведено результати теоретичних досліджень моменту інерції тихохідних, середньошвидкісних та швидкохідних шнекових транспортерів. Визначено вплив властивостей транспортованого вантажу на динамічні характеристики шнекового транспортера. Установлено зв'язок між конструктивними особливостями та моментами інерції гвинтових конвеєрів. Представлено нову конструкцію шнекового транспортера з обертовим циліндричним кожухом, до переваг якого відноситься зниження моменту пуску транспортера, завантаженого сипким матеріалом, і зменшення динамічних навантажень на конструкцію. Визначено мінімальну частоту обертання кожуха для запуску транспортера після його вимушеної зупинки, котра залежно від конструктивних параметрів гвинтового конвеєра може змінюватись від 95 до 210 об/хв.

5. Подано оригінальну конструкцію еліптичного конвеєра для сипких матеріалів, що підвищує якість змішування зернових матеріалів шляхом планетарного просторового переміщення змішувального матеріалу гвинтовим робочим органом. Отримано параметричні рівняння та графіки траєкторії, швидкості та прискорення руху вантажу, які дозволяють визначати інтенсивність переміщення матеріалів на стадії проектування конвеєра. Чим більша інтенсивність руху вантажу, тим менший за довжиною конвеєр, а відповідно й менші енергетичні затрати на змішування. Абсолютна швидкість руху вантажу у гвинтовому еліптичному конвеєрі досягає величин, які в 2 - 3,5 рази перевищують початкову швидкість вантажу, відповідно прискорення змінюється в межах 30 – 40 %.

6. Розроблено й виготовлено стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів у напівавтоматизованому режимі з використанням ПЕОМ та перетворювача частоти Altivar 71 у діапазоні частот 100..400 об/хв обертання шнеків та кута нахилу до горизонталі від 0 до 45⁰. Проведено комплекс експериментальних досліджень з визначення продуктивності, потужності на приводі, питомих енерговитрат нахиленого гвинтового конвеєра та величини травмування зерна від величини приросту кроку шнека на одному витку ΔT , кута нахилу конвеєра γ та частоти обертання шнека n під час транспортування пшениці та ячменю в таких межах зміни вхідних факторів: $0,003 \leq \Delta T \leq 0,007$ (м); $15 \leq \gamma \leq 45$ (град); $100 \leq n \leq 400$ (об/хв). Максимальна величина продуктивності гвинтового конвеєра у процесі транспортування пшениці становить 8,93 т/год, при цьому потужність на приводі гвинтового конвеєра є 0,66 кВт. Під час транспортування ячменю аналогічні показники є такими: максимальна продуктивність 8,0 т/год, потужність на приводі –

0,6 кВт. Збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003 м до 0,007 м призводить до зменшення питомих енерговитрат від 5 до 10 % та потужності на приводі від 7 до 12 %. Збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град., надає приросту питомих енерговитрат від 20 до 60 % та потужності від 20 до 35 %.

7. Представлено результати експериментальних досліджень травмування зерна пшениці та ячменю, встановлено, що збільшення величини приросту кроку шнека від 0,003 м до 0,007 м призводить до зменшення величини травмування зерна від 7 до 12 %. При цьому збільшення кута нахилу конвеєра від 15 до 45 град., збільшує травмування зерна від 20 до 40 %. Тому збільшення величини приросту кроку шнека є доцільним способом зменшення травмування зерна.

8. На основі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень розроблено нові конструкції гвинтових конвеєрів, які забезпечують зменшення енергоємності транспортування зернових матеріалів в межах 4...10 % і зменшення травмування зерна на 7...12 %. Запропоновано спосіб структуризації конструкцій енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами й методику їх удосконалення на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. По темі дисертації подано 10 заявок на патенти України. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження модернізованого гвинтового конвеєра становить 1840 гривень. Окремі результати роботи впроваджено на ПАТ «Вібросепаратор», ВАТ «Рівнесільмаш», філії ПАТ «Державна продовольчо-зернова корпорація України» «Бровківське ХПП», в корпорації «Сварог Вест Груп»

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ У фахових виданнях

1. Грудовий Р. С. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи / Р. С. Грудовий // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: зб. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42, Ч. 2. – С. 171–181.

2. Грудовий Р. С. Технологічні передумови проектування енергоощадних конструкцій гвинтових робочих органів туковисівних апаратів / Р. С. Грудовий // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця, 2012. – Вип. 11, Т. 2(66). – С. 152 – 155.

3. Грудовий Р. С. Нові типи гвинтових механізмів з покращеними експлуатаційними характеристиками / Р. С. Грудовий // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький, 2013. – Вип. 1. (197) – С. 24 – 27.

4. Грудовий Р. С. Обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів енергоощадних конвеєрів / Р. С. Грудовий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – С. 29 – 34.

5. Грудовий Р. С. Шляхи підвищення зносостійкості шнекових робочих органів / В. І. Оробінський, С. М. Герук, Р. С. Грудовий // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2010. – №. 14. – С. 282–291. *(Автором запропоновано оригінальні способи підвищення зносостійкості шнеків)*

6. Грудовий Р. С. Вплив технолого-конструкційних параметрів на зношування шнекових робочих органів та травмування зерна / О. П. Тарасенко, С. М. Герук, Р. С. Грудовий // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, Ч. 1. – С. 218 – 224. *(Автором проведено аналіз основних технологічних і конструкційних параметрів, які впливають на зношування шнека)*

7. Грудовий Р. С. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра / І. Б. Гевко, А. Є. Дячун, Р. О. Любачівський, Р. С. Грудовий // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2012. – Вип. 11, Т. 1(65). – С. 119 – 122. *(Автором розроблено програму та методика експериментальних досліджень)*

8. Грудовий Р. С. Стендове оснащення для дослідження силових параметрів гвинтових механізмів сільськогосподарських машин / А. Є. Дячун, Р. С. Грудовий // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2012. – № 3(67). – С. 249–255. *(Автором розроблено стенд для дослідження гвинтових конвеєрів)*

9. Грудовий Р. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі / Р. Грудовий, А. Дячун, І. Гевко // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2012. - № 16. – С. 194-201. *(Автором запропоновано методика дослідження кінематики руху сипкого вантажу)*

10. Грудовий Р. Дослідження моменту інерції гвинтових транспортерів / І. Гевко, А. Дячун, Р. Грудовий // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2012. - № 16. – С. 201-211. *(Автором запропоновано враховувати вплив вантажу на момент інерції шнека)*

11. Грудовий Р. С. Синтез енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами / С. М. Герук, А. Є. Дячун, Р. С. Грудовий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – С. 17-24. *(Автором проведено синтез гвинтових конвеєрів)*

12. Грудовий Р. С. Технічні засоби для дослідження гвинтових механізмів з розширеними технічними можливостями / Р. О. Любачівський, С. Г. Білик, В. І. Диня, Р. С. Грудовий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – С. 66-72. *(Автором запропоновано конструкції стендів для дослідження роботи гвинтових конвеєрів)*

13. Грудовий Р. С. Визначення динамічних навантажень у гвинтових змішувачах / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, А. Є. Дячун, Р. О. Любачівський, Р. С. Грудовий // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Луцьк, 2013. - Вип. 40. – С. 214-220. *(Автором розв'язано диференціальні рівняння руху обертових мас).*

У закордонних виданнях

14. Грудовий Р. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом / А. Дячун, Р. Грудовий, И. Гевко, М. Гевко // Научни трудове на Русенския університет. – Русе, 2012. – Т. 51, Серія 1.1. – С. 31-35. *(Автором досліджено мінімальну частоту обертання кожуха гвинтового конвеєра)*

Патенти України

15. Пат. 69808 Україна, МПК А 01 F 12/46 (2006.01). Гвинтовий конвеєр / Герук С. М., Грудовий Р. С.; заявник і патентовласник Герук С. М. – № u201113598; заявл. 18.11.11; опубл. 10.05.12, Бюл. № 9. *(Частка всіх авторів однакова)*.

16. Пат. 70813 Україна, МПК А 01 F 12/46 (2006.01). Гвинтовий конвеєр / Герук С. М., Грудовий Р. С.; заявник і патентовласник Герук С. М. – № u201114633; заявл. 09.12.11; опубл. 25.06.12, Бюл. № 12. *(Частка всіх авторів однакова)*.

17. Пат. 73085 Україна, МПК А 01 F 12/00 (2012.01). Гвинтовий конвеєр / Герук С. М., Грудовий Р. С.; заявник і патентовласник Герук С. М. – № u201202448; заявл. 01.03.12; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17. *(Частка всіх авторів однакова)*.

18. Пат. 75313 Україна, МПК В 01 F 7/00 (2012.01). Гвинтовий конвеєр для транспортування і непошкодження насіння / Павельчук Ю. Ф., Грудовий Р. С., Рогатинська Л. Р., Дячун А. Є., Лотоцький Р. І.; заявник і патентовласник Павельчук Ю. Ф., Грудовий Р. С., Рогатинська Л. Р., Дячун А. Є., Лотоцький Р. І. – № u201206230; заявл. 23.05.12; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22. *(Частка всіх авторів однакова)*.

19. Пат. 75314 Україна, МПК В 65 G 33/16 (2006.01). Гвинтовий еластичний конвеєр / Грудовий Р. С., Дячун А. Є., Павельчук Ю. Ф.; заявник і патентовласник Грудовий Р. С., Дячун А. Є., Павельчук Ю. Ф. – № u201206231; заявл. 23.05.12; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22. *(Частка всіх авторів однакова)*.

20. Пат. 78766 Україна, МПК А 01 В 63/00 (2013.01). Тихохідний гвинтовий змішувач / Грудовий Р. С.; заявник і патентовласник Грудовий Р. С. - № u201212702; заявл. 07.11.12; опубл. 25.03.13, Бюл. № 6.

Матеріали і тези конференцій

21. Грудовий Р. С. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтових конвеєрів / Р. С. Грудовий // VI міжнародна наукова конференція Екобіотехнологія та біопаливо в АПК – ENERGIA: 27 вересня – 3 жовтня 2012 р.: тези доп. – К, 2012. – С. 84–85.

22. Грудовий Р. С. Технологічні передумови проектування енергоощадних гвинтових робочих органів / Р. С. Грудовий // Науково-практична конференція викладачів, аспірантів та студентів Сумського національного аграрного університету: 12 листопада 2012 р.: тези доп. – Суми, 2012. – С. 97.

23. Грудовий Р. С. Способи зменшення енерговитрат при транспортуванні насіннєвого матеріалу / Р. С. Грудовий // XVI наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя: 5-6 грудня 2012 р.: тези доп. – Тернопіль, 2012. – С. 16.

24. Грудовий Р. С. Стенд для дослідження гвинтових конвеєрів з обертовим кожухом / Р. С. Грудовий, С. М. Герук // VII Всеукраїнська науково-практична конференція Кіровоградського національного технічного університету 3 – 5 квітня 2013 р.: тези доп. – Кіровоград, 2013. – С. 46–47.

АНОТАЦІЯ

Грудовий Р.С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна. – 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, 2013.

Дисертаційна робота присвячена підвищенню ефективності гвинтових конвеєрів для транспортування зернових матеріалів при зменшенні їх травмування шляхом рівномірного збільшення міжвиткового простору в напрямку руху зернового матеріалу та модернізації кожухів, змінюючи форму їх поперечного січення та надаючи їм можливість обертового руху, а також шляхом синтезу гвинтових конвеєрів на основі мінімізації енерговитрат транспортування зернових матеріалів.

Досліджено силові параметри на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтових швидкохідних та тихохідних конвеєрах із шнеками з поступово зростаючими кроками витків. Представлено динамічну модель гвинтового конвеєра сипких матеріалів. Запропоновано нову конструкцію гвинтового транспортера з обертовим циліндричним кожухом. Визначено мінімальну частоту обертання кожуха для запуску конвеєра після його вимушеної зупинки.

Спроектовано й виготовлено експериментальні установки на основі гвинтових конвеєрів. Представлено результати експериментальних досліджень продуктивності, потужності та питомих енерговитрат гвинтових конвеєрів. Розраховано очікуваний економічний ефект

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, шнек, зерновий матеріал, енергоємність, кожух.

АННОТАЦИЯ

Грудовой Р.С. Обоснование конструкций и параметров рабочих органов шнековых транспортеров зерна. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Винницкий национальный аграрный университет, Винница, 2013.

Диссертационная работа посвящена повышению эффективности винтовых конвейеров для транспортировки зерновых материалов при уменьшении их травмирования за счет равномерного увеличения пространства между витками в направлении движения зернового материала и модернизации кожухов, изменяя форму их поперечного сечения и предоставляя им возможность обратного движения, а также путем синтеза винтовых конвейеров на основе минимизации энергетических затрат транспортировки зерновых материалов.

Исследованы энергосиловые параметры на основе уравнений движения материальных частиц винтовых быстроходных и тихоходных конвейеров со шнеками с постепенно увеличивающимися шагами витков. При этом преимущество шнеков с постепенно увеличивающимся шагом витков растет при увеличении коэффициента быстроходности, то есть во время использования шнеков с большим внешним диаметром и высокой частотой вращения. Мощность, которая используется шнеками с переменным шагом на 12-18% ниже, чем при использовании шнеков с постоянным минимальным шагом. Выведено необходимое условие эффективного использования шнеков с постепенно увеличивающимся шагом витков в направлении движения груза

Представлено динамическую модель винтового конвейера зерновых материалов, а также результаты теоретических исследований момента инерции тихоходных и скоростных винтовых конвейеров. Определено влияние свойств транспортированного груза на динамические характеристики винтового конвейера. Установлена связь между конструктивными особенностями и моментами инерции винтовых конвейеров.

Предложена новая конструкция винтового конвейера с обратным цилиндрическим кожухом. Определена минимальная частота вращения кожуха для запуска конвейера после его вынужденной остановки.

Спроектировано и изготовлено экспериментальные установки на основе винтовых конвейеров. Представлены результаты экспериментальных исследований производительности, мощности и удельных энергетических затрат винтовых конвейеров а также травмирования зерна.

В результате проведенного синтеза на основе модифицированного морфологического анализа разработано 12 оригинальных конструктивных решений винтовых конвейеров, что сочетают функции транспортировки зерновых материалов с технологическими функциями их смешивания и на большинство из которых получены патенты Украины на полезные модели.

Предложена инженерная методика расчета винтовых конвейеров со шнеками с постепенно увеличивающимися шагами витков. Рассчитан ожидаемый экономический эффект.

Ключевые слова: винтовой конвейер, шнек, зерновой материал, энергоемкость, кожух.

ANNOTATION

Groudoviy R.S. Substantiation of constructions and working parameters of screw conveyor of grain. – On rights for a manuscript.

Dissertation on degree of candidate of technical sciences in specialty 05.05.11 – machines and means of mechanization of agricultural production. – Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsia, 2013.

Dissertation work is devoted to the rise of efficiency of spiral conveyers for transporting of corn materials at reduction of their injuring due to the even increase of space between coils in direction of motion of corn material and modernization of coats, changing the form of their transversal cuttings and giving them the possibility of circulating motion, and also by the synthesis of spiral conveyers on the basis of minimization of energy consumption during transporting of corn materials.

Power parameters on the basis of equations of motion of material particles at spiral high-speed and low-speed conveyers with augers with the gradually growing steps of coils are explored. The dynamic model of spiral conveyer for corn materials is presented. A new construction of spiral conveyer with a circulating cylinder coat is offered. Minimum frequency of rotation of coat for the start of conveyer after his forced stop is definite.

Experimental equipment on the basis of spiral conveyers are designed and made. The results of experimental researches of productivity, power and specific energy consumption of spiral conveyers are presented. The expected economic effect is calculated.

Key words: spiral conveyer, auger, corn material, energy consumption, coat.