

**НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**На правах рукопису**

**РОГАТИНСЬКИЙ Роман Михайлович**



**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ВЗАЄМОДІЇ  
ШНЕКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З СИРОВИНОЮ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

**05.20.01 - Механізація сільськогосподарського виробництва  
05.05.05 - Підйомно-транспортні машини**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук**

**Київ - 1997**



00751964 (W)

Робота виконана в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Науковий консультант - академік ІАНУ, заслужений винахідник України, доктор технічних наук, професор, **ГЕВКО Богдан Матвійович**

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, **ГАРЬКАВИЙ** Анатолій Дмитрович

Заслужений винахідник України, доктор технічних наук, професор **НАГОРНЯК** Степан Григорович

доктор технічних наук, професор **ЛОВЕЙКІН** Вячеслав Сергійович

Провідна установа - Український державний центр по випробуванню та прогнозуванню техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва /УкрЦВТ/.

Захист дисертації відбудеться "19" червня 1997 року о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 01.05.04 при Національному аграрному університеті за адресою: м. Київ, вул. Героїв оборони, 15, навчальний корпус 3, аудиторія 65. Просимо взяти участь в обговоренні дисертації під час її захисту або надіслати відгук на автореферат в двох примірниках, завірений печаткою, на адресу: 252041, м. Київ, вул. Героїв оборони, 15, сектор захисту дисертацій.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного аграрного університету.

Автореферат розісланий

"15" травня 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої ради, кандидат технічних наук, доцент  **ГРЕЧКОСІЙ В.Д.**

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. Широке коло взаємопов'язаних задач підвищення ефективності сучасного сільськогосподарського виробництва вимагає впровадження сучасних методів постановки і розв'язку задач на основі уніфікації формалізованого опису, моделювання та оптимізації відповідних процесів та обладнання, що передбачають високий рівень використання ЕОМ та реалізації принципів системного підходу на всіх етапах досліджень.

Проектування технологічних процесів, що виконуються шнековими механізмами, на даний час проводиться, в основному, з використанням практичних рекомендацій та емпіричних залежностей, що не в повній мірі відповідає поставленим вимогам. Відсутні загальні моделі взаємодії продуктів транспортування та переробки з гвинтовими робочими органами, оптимізаційні моделі відповідних технологічних процесів та шнекових механізмів, обґрунтовані методи їх розрахунку на міцність, недостатньо використані для сортування різноманітних плодів, керування технологічними параметрами процесів і т.п. Застосування багатьох прогресивних конструкцій стримується недостатнім рівнем технологічного забезпечення їх виготовлення.

Крім цього, теоретичні основи розрахунку та проектування шнекових механізмів, як виду неперервного транспорту не в достатній мірі враховують специфіку сільськогосподарського виробництва, багатокритеріальність оптимізаційних задач, в яких одним із найважливіших критеріїв є вимога непошкоджуваності сільськогосподарських матеріалів.

Все це робить актуальним побудову загальних уніфікованих математичних моделей використання шнекових механізмів в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва на основі єдиного підходу і типізації формалізованого опису об'єктів взаємодії, їх структурну та параметричну оптимізацію, а також синтез нових шнекових механізмів із розширеними функціональними можливостями.

Робота виконана в Тернопільському державному технічному університеті у відповідності з координаційним планом важливих науково-дослідних робіт ВУЗів та Українською державною програмою виробництва машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості. По темі досліджень виконано 8 госпдоговірних та держбюджетних робіт за участю автора.

Мета роботи: Розробка уніфікованих моделей, методів розрахунку та оптимізації прогресивних процесів сільськогосподарського виробництва з використанням

багатофункціональних шнекових механізмів та транспортерів на основі агротехнічних вимог та сучасних технологій.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтувались на основах теорії суцільних середовищ, пружності, пластичності, теорії полів, множин, методах диференціальної геометрії та аналітичної механіки, нелінійного програмування, алгебри логіки.

Експериментальні дослідження проводились з використанням методів теорії подібності і моделювання, оптимального планування експерименту, статистичного аналізу, тензометрії, швидкісної кінозйомки.

Наукова новизна: Сформульована і розв'язана для випадку гвинтової симетрії задача руху зв'язних, зернових та рідких матеріалів потоком по гвинтових поверхнях у гвинтовій системі координат; досліджено розподіл навантажень та напружено-деформівний стан гвинтових робочих органів, розроблена методика його розв'язку числовими методами; розроблений уніфікований метод формалізованого опису поверхонь сільськогосподарської продукції та робочих органів на основі алгебологічних функцій і математичні моделі їх зближення та ударної взаємодії; розроблені математичні моделі забезпечення транспортування, очищення і сортування та математичне забезпечення автоматизованого проектування відповідних машин та вузлів; виведені залежності зв'язку між фізико-механічними, конструктивними та енергетичними параметрами об'єктів взаємодії та їх пошкодженням і травмуванням; побудована базова оптимізаційна модель шнекових механізмів, розв'язана в загальному випадку задача нелінійного програмування по оптимізації режимів роботи та конструктивних параметрів багатофункціональних шнекових пристроїв, розроблена інженерна методика їх розрахунку; розроблені та досліджені нові технологічні та конструктивні схеми динамічного сортування коренебульбоплодів, мобільних гвинтових конвейсрів, викопуючих робочих органів та інших шнекових механізмів сільськогосподарських машин; нові технологічні процеси формування гелікоїдних елементів та відповідне технологічне забезпечення для їх виготовлення.

Практична цінність. Реалізація роботи. На базі теоретичних і експериментальних досліджень розроблені та вдосконалені технологічні процеси та відповідні конкурентноздатні конструкції гнучких конвейсрів, живильників, сортувальників, очисників, викопувачів, гвинтових поперечних транспортерів для зв'язних вантажів, пристроїв для нагнітання пульпи.

Визначені оптимальні режими роботи та розроблено раціональні конструкції шнекових механізмів, в т. ч. з гвинтовими широкострічковими шнеками та витим жолобом із збільшеною на 15...20 % продуктивністю, робочими органами із профільними

поверхніми, що підвищують інтенсивність змішування у 1,5...2 рази. Нові конструкції шнекових механізмів та способи їх використання в сільськогосподарському виробництві захищені 23 авторськими свідоцтвами та патентами. Використання технічних рішень дозволяє в середньому скоротити їх металомісткість на 15...20% і енергомісткість на 5...10%.

Розроблені нові способи та технічні засоби для формоутворення спіралей шнеків із раціональними функціональними параметрами, а також допоміжне технологічне оснащення, які захищені 22 авторськими свідоцтвами та патентами.

Результати розробок використовуються на підприємствах Тернопільського обласного промислового підприємства, ВАТ "ТеКЗ" і СП "Волхонтет" м. Тернополя, СПКТ м. Стрия, ВО "Дормашина" м. Кременчук, в/о "Веда" м. Києва, Хмельницькому ремонтно-експериментальному заводі, Тербовлянському комбінаті хлібопродуктів, а також на підприємствах Харкова, Вільнюса, Вілнянська, Брянська, Орла, П'ятигорська, Пермі, Казані, Находки, В'ятки, Москви, Тбілісі та інших міст. Технічна документація на розроблені технологічні процеси, шнекові механізми, гвинтові робочі органи, а також на технології їх виготовлення передані 34 підприємствам України і інших країн СНД. Сумарний економічний ефект від впровадження розробок складає 1042 тис. гривень (дольовий внесок автора 208 тис. гривень).

**Апробація.** Дисертація в повному об'ємі доповідалась на розширеному засіданні кафедри технології машинобудування та науково-технічному семінарі ТДТУ і ВАТ "ТеКЗ" та міжкафедральному науковому семінарі Національного аграрного університету (1997). Основні положення дисертації викладені на щорічних наукових конференціях ТДТУ, на науково-технічних конференціях: "Проблеми і перспективи створення нової бурякозбиральної техніки" м. Вінниця, 1996; "Шляхи підвищення ефективності бурякоцукрового виробництва Росії в умовах ринкової економіки" м. Рамонь, 1996; "Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні", м. Тернопіль, 1993; "Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні" м. Тернопіль, 1992; "Автоматичне маніпулювання об'єктами і технологічне оснащення в верстатах з ЧПК і ГВС" м. Тернопіль, 1988; "Економічні проблеми ресурсозберігаючих і безвідходних виробництв і використання вторинних ресурсів" м. Донецьк, 1987; "Основні напрямки економії і раціонального використання металу в автотракторомашинобудуванні" м. Челябінськ, 1984; "Шляхи вдосконалення прогресивних процесів і обладнання, що використовується при обробці металів тиском" м. Барнаул, 1981; "Використання методів поверхнево-пластичної деформації

матеріалів в машинобудуванні" м. Владимир, 1981; "Підвищення техніко-експлуатаційних показників машинобудівної продукції конструктивними і технологічними методами" м. Хабаровськ, 1980.

Публікації результатів. По темі дисертації опубліковано 86 робіт, в т.ч. 2 монографії, 45 авторських свідоцтв та патентів на винаходи.

Об'єм і структура роботи. Робота складається із вступу, шести розділів, заключення, викладена на 502 сторінках машинописного тексту, з них 294 основного, включає 125 рисунків, 20 таблиць, список літератури з 335 назв та додаток.

Особистий вклад у вирішення проблеми. Автором отримані теоретичні результати моделювання процесів взаємодії с.-г. сировини із гвинтовими робочими органами з використанням методів теорій множин та полів, прогнозування їх пошкодження і травмування, досліджено напружено-деформівний стан гвинтових робочих органів, процеси транспортування зернового вантажу в гвинтових конвейсерах та основні експериментальні дані отримані автором самостійно. Внесок в розробку питань теорії шнекових механізмів та технологічних основ їх проектування, що розкриті в монографіях, стосується підготовлених розділів. Автором також розроблені питання обґрунтування параметрів, дослідження, оптимізація та проектування технологічних процесів транспортування жорсткими гвинтовими конвейсерами та їх конструкцій, дослідження напружено-деформівного стану при прокатуванні спіралей, окремі питання формування енергозберігаючих гвинтових робочих органів штампуванням та навиванням. Розроблені також принципові схеми сортування і очищення коренебульбоплодів, транспортування гвинтовими конвейсерами з витим жолобом, способи формування спіралей прокатуванням, навиванням, конструкції технологічного оснащення та окремі вузли, обґрунтовані їх конструктивні та експлуатаційні параметри.

На захист виносяться результати, перераховані в пунктах "Наукова новизна", "Методика досліджень" та "Практична цінність та реалізація роботи".

## ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подається загальна характеристика роботи, обґрунтовується актуальність теми.

В першому розділі приведено аналіз стану проблеми дослідження та проектування високоефективних технологічних процесів сільськогосподарського виробництва з використанням багатофункціональних шнекових механізмів на основі сучасних досягнень науки та техніки, розглянуті напрямки і шляхи їх розвитку.

Теоретичною основою і вихідними даними для досліджень послужили роботи ряду українських вчених і вчених інших країн.

У формування наукових основ теорії взаємодії матеріалів із гвинтовими робочими поверхнями та проектування шнекових механізмів великий вклад внесли П.М. Василенко, А.В. Погорілий, А.А. Омельченко, А.М. Григор'єв, Б.М. Гевко, М.І. Акімов, Г.В. Корнєєв, В.Д. Ткач, М.К. Штуков, Б.М. Гутьяр, І.Е. Груздєв, В.І. Янков, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, Х. Герман, Е. Бернхардт та інші.

Питання використання шнекових механізмів як елементів багатомодульних систем в комплексі технологічних процесів та систем машин для механізації різних галузей сільського господарства розглянуті також в роботах М.К. Лінника, І.І. Ревенка, В.М. Булгакова, С.Г. Нагорняка, А.М. Панченка, Г.А. Хайліса, А.В. Литвиненка, Ю.Б. Аванесова та інших.

Взаємодія шнекових механізмів з сільськогосподарськими матеріалами (зерном, коренеплодами, овочами і т.д.), вибір раціональних параметрів машин та їх режимів роботи, що не приводять до пошкодження біологічного матеріалу, розглянуто в роботах П.М. Василенка, В.П. Горячкіна, П.М. Заїки, А.Н. Пугачова, В.Д. Гречкосія, Я.С. Левіна, (по зернових); Г.Д. Петрова, К. Бішоп, В.С. Мітрофанова, В.І. Табачука, П.М. Настенка, Н.М. Постнікова, Р.М. Махароблідзе, А.Н. Тимофієва, Б.О. Козаченка (по картоплі); Л.В. Погорілого, Ю.Б. Аванесова, В.С. Глуховського, А.Г. Цимбала, І.Н. Серебрякова, М.В. Тат'янка, В.М. Булгакова (по цукрових буряках), М.О. Демидка (по фруктах) та інших авторів.

Проблемі визначення режимів роботи та конструктивних параметрів гвинтових конвейерів та інших шнекових механізмів, як засобів неперервного транспорту без тягового органу, в залежності від характеристик матеріалу, присвячені роботи Ю.А. Пертена, Р.Л. Зенкова, А.М. Григор'єва, К.В. Алферова, А.А. Вайнсона, Г.А. Хайліса, А.О. Співаковського, Ф.К. Іванченка, В.І. Плавінського, М.П. Александрова.

Проте ряд теоретичних та прикладних питань, які перш за все стосуються завдань, зв'язаних з проблемами розробки моделей та методів розрахунку технологічних процесів і шнекових механізмів, що адаптовані до широкого використання ЕОМ, в т.ч. автоматизованого проектування та задач теорії аналізу і синтезу гвинтових механізмів, структурної і параметричної оптимізації їх режимів та конструктивних параметрів, не відповідають вимогам сучасного виробництва, що і обумовило вибір напрямку даних досліджень.

Розглянуто також компоновки, структурні схеми та варіанти виконання гвинтових механізмів. Оцінку рівня відомих технічних рішень проводили за аналізом патентної документації США,

Німеччини, Японії, Швейцарії, Франції, Великобританії, Чехословаччини і Євроконтиненту за 15 років та авторських свідоцтв на винаходи ЄСРР за 20 років і патентів України.

На основі проведеного літературного та патентного огляду сформульовані такі завдання досліджень:

Обґрунтувати вихідні вимоги для уніфікованих моделей взаємодії гвинтових робочих органів з сільськогосподарською сировиною, створити систему взаємозв'язків між показниками технологічних процесів та конструктивними параметрами шнекових механізмів.

Розробити теоретичні основи інженерного розрахунку та відповідні алгоритми переміщень сільськогосподарської сировини по гвинтових поверхнях.

Розробити уніфіковані моделі одночасної контактної (ударної) взаємодії тіл між собою в потоці та з робочими органами із визначенням кінематичних та динамічних характеристик процесів і оцінкою пошкоджень сільськогосподарської продукції.

Відпрацювати конструкції шнекових механізмів на технологічність, розробити методи формоутворення гвинтових робочих органів з покращеними агротехнічними показниками.

Оптимізувати експлуатаційні режими та конструктивні параметри гвинтових механізмів із умови мінімального травмування, енерговитрат та матеріаломісткості.

Розробити нові технологічні схеми операцій і пристрої для сортування, очищення, гичкозбирання та інших процесів сільськогосподарського виробництва за допомогою системи шнекових механізмів.

В другому розділі досліджено процеси взаємодії гвинтових органів шнекових механізмів із робочим середовищем, визначено схему навантаження спіралі, досліджено її напружено-деформівний стан та розроблено інженерну методичку їх розрахунку.

Робоча поверхня транспортуючих та змішуючих шнеків сільськогосподарських машин в загальному випадку описується:

$$\vec{r}(u, v) = u \cos v \vec{i} + u \sin v \vec{j} + z(u, v) \vec{k}, \quad (1)$$

де  $u$ ,  $v$  - радіальний та кутовий параметри. Якщо спіраль має гвинтову симетрію (довільний профіль  $f(u)$  і постійний крок  $T$ ), то  $z = T v / 2\pi + f(u)$ . Для гвинтової поверхні утвореної обертанням довільної прямої, що проходить на віддалі  $e$  від осі шнека із кутом нахилу  $\delta$  до площини, перпендикулярної до цієї осі, відповідно:

$$z = \frac{T}{2\pi} \left( v - \arcsin \frac{\sqrt{u^2 - e^2}}{u} \right) + \sqrt{u^2 - e^2} \operatorname{tg} \delta. \quad (2)$$

Профіль (2) характерний тим, що в залежності від параметрів  $e$  та  $\delta$ , він змінює свої характеристики в широкому спектрі, є високотехнологічним при виготовленні із листових заготовок. Рекомендується для інтесифікації технологічних процесів за допомогою конструкторських методів.

Дослідження процесів взаємодії гвинтових елементів шнекових механізмів із робочим середовищем у випадку неповного заповнення об'єму шнеку проводилось у криволінійній гвинтовій системі координат  $Omb$ , що із декартовою системою  $Oxyz$  зв'язана залежністю.

$$x = n \cos\left(\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}}\right) \quad y = n \sin\left(\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}}\right) \quad z = \frac{b\sqrt{n^2 + c^2}}{n} + \frac{ct}{\sqrt{n^2 + c^2}}. \quad (3)$$

Тут  $c$  - параметр кроку  $T$  спіралі;  $c = T / (2\pi)$ . У криволінійній гвинтовій системі координат рівняння прямого гелікоїда:  $b = 0$ .

Процеси транспортування та взаємодії з гвинтовими поверхнями досліджувались для зернових, в'язких та зв'язних матеріалів сільськогосподарського виробництва. Для виділеного об'єму матеріалу досліджувались рівняння руху, записані в гвинтових координатах:

$$\nabla_s \sigma^s + \rho F^i = \rho a^i, \quad (4)$$

де  $\rho$  - об'ємна густина матеріалу;  $a^i$  та  $F^i$  - проекції прискорень руху виділеного об'єму та масових сил на гвинтові осі координат;  $\sigma^s$  - складові тензора напружень.

Для випадку великих переміщень приймали умову співпадання головних осей тензорів напружень і швидкостей деформацій. Для довільного закону руху частинки  $\vec{v} = v_s \vec{r} + v_n \vec{n} + v_b \vec{b}$  (елемента потоку) складові тензору швидкостей деформацій:

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_s &= \frac{\partial v_s}{\partial n}; \dot{\epsilon}_t = \frac{\partial v_t}{\partial t} + k v_s; \dot{\epsilon}_b = \frac{\partial v_b}{\partial b}; \\ \dot{\gamma}_{sb} &= \frac{\partial v_s}{\partial b} + \frac{\partial v_b}{\partial n}; \dot{\gamma}_{st} = \frac{\partial v_s}{\partial t} + \frac{\partial v_t}{\partial n} - k v_t; \dot{\gamma}_{tb} = \frac{\partial v_t}{\partial b} + \frac{\partial v_b}{\partial t} = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Рівняння руху (4) значно спрощуються для рівномірного переміщення, наприклад, у довгих вертикальних гвинтових конвейєрах, коли реалізується гвинтова симетрія, рис. 1. Тоді  $\frac{\partial \sigma_s}{\partial t} = 0$  і швидкість довільного елемента  $v$ , не залежить від  $t$ . Досліджувалась можливість пошарового руху, для якого  $v_n = v_b = 0$ . Тоді  $\dot{\epsilon}_s = \dot{\epsilon}_t = \dot{\epsilon}_b = 0$ ,  $\partial \sigma_s = \partial \sigma_t = \partial \sigma_b = \partial p$ ,  $\dot{\gamma}_{sb} = 0$ ,  $\tau_{sb} = 0$  і рівняння руху:

$$\frac{\partial p}{\partial n} + \chi \tau_{nt} = \rho a_s; \quad \frac{\partial \tau_{st}}{\partial n} + \frac{\partial \tau_{st}}{\partial b} + 2k \tau_{st} - \rho g \sin \alpha = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial b} - 2\chi \tau_{st} - \rho g \cos \alpha = 0. \quad (6)$$

Тут  $k$  та  $\chi$  - відповідно кривизна та кручення координатної лінії,  $k = \frac{n}{n^2 + c^2}$ ,  $\chi = \frac{c}{n^2 + c^2}$ .

При  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = p$  пошаровий рух матеріалу неможливий і може розглядатися тільки як модель першого наближення для швидкохідних шнекових механізмів.

Для сухих зернових матеріалів згідно закону Амонтона-Кулона розподіл внутрішнього тертя  $\bar{\tau} = -\mu p \Delta \bar{v} / |\Delta v|$ , і для пошарового руху  $|\tau_{xz}| = |\tau_{yx}| = \mu p$ . Розподіл середнього внутрішнього напруження (тиску)  $p$  та дотичних напружень  $\tau_{xz} = \tau_{yx} = \tau$  по глибині  $b$  потоку (рис. 2) змінюється за законом:

$$p = \frac{\tau_{xz}}{\mu} = \frac{g \cos \alpha}{2\gamma\mu} \left( 1 - e^{-\frac{2g(b_0-b)}{\mu}} \right), \quad (7)$$

де  $b_0 = b_0(n)$  - висота до границі потоку з рівнем  $p = 0$ .

Для ізотропного середовища, із наявністю зв'язку між тензорами  $\tau_{ij} = \mu v_i \dot{\gamma}_{ij}$  і при  $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = p$ , зміна швидкості  $v_i$

$$v_i = \sqrt{n^2 + c^2} f(n+b). \quad (8)$$

Тут функція  $f(n+b)$  - в першому наближенні апроксимується залежністю  $f(n+b) = k \omega \exp(n+b)^a$ , де  $k$  та  $a$  визначаються із граничних умов.

В загальному випадку, внаслідок осьових складових зовнішнього тертя, в поперечному перетині потоку відбувається циркуляційний рух матеріалу, що для тихохідних конвейєрів поширюється на весь потік, для конвейєрів із коефіцієнтом швидкохідності  $P = \frac{\omega^2 D}{2g} > 5$  захвачує тільки периферійну зону і похибки від його нехтування не перевищують 10 %. При  $P > 10$  вони не суттєві. Тут  $\omega$  - кутова швидкість гвинта;  $D$  - зовнішній діаметр шнека.

Для випадку транспортування зв'язних мас (із значними силами зчеплення, в'язкістю, стебловидними включеннями) по поверхнях робочих органів проходить зсув матеріалу, що не поширюється вглибину матеріалу. В цьому випадку  $v = v_z = \omega_0 (n^2 + c^2)^{0.5}$ , де  $\omega_0$  - кутова швидкість центра поперечного перетину потоку в переносному русі. Рівняння руху зв'язних мас аналогічні рівнянням руху матеріальної точки по шорстких гвинтових поверхнях, що дозволяє ефективно використовувати закономірності, виведені для цього випадку.

Для руху рідких в'язких речовин із в'язкістю  $\nu$  згідно реологічної моделі Ньютона:

$$\tau_{xz} = \nu \frac{\partial v_z}{\partial b}; \quad \tau_{yx} = \nu \left( \frac{\partial v_x}{\partial n} - k v_x \right). \quad (9)$$

де розподіл швидкостей  $v_i$  по потоку також можна апроксимувати залежністю типу (8).



Рисунок 1 - Схема до розгляду пошарового руху: 1,2,3- шари із постійними по трасі швидкостями  $u$  та напрямком руху  $\beta$ .

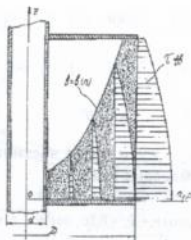


Рисунок 2 - Розподіл дотичних напружень по перетину потоку при транспортуванні зернових вантажів.

Переміщення рідких матеріалів в гвинтових каналах реалізується при  $P > 15$ .

Теоретичний аналіз дозволяє встановити аналогію руху матеріалів і руху частинки у гвинтовому конвейєрі з приведеним діаметром жолоба  $D_w^* = 2\rho$ , де  $\rho$  - радіус інерції потоку матеріалу, при заповненні  $\varphi_0$  конвейєра  $\rho = k_p \left(1 + \sqrt{1 - \varphi_0}\right) \frac{D}{4}$ . Необхідною та достатньою умовою приведення руху потоку до руху матеріальної точки є наявність встановленого режиму транспортування.

З метою спрощення обчислень розроблена модель графічного розрахунку гвинтових конвейєрів на основі плану швидкостей і, відповідно, плану прискорень. Особливість її побудови полягає в тому, що кінці векторів (годограф) швидкостей частинки при довільному режимі транспортування лежать на прямій, що з'єднує кінці векторів  $\vec{v}_0$  - осьової швидкості сліду витка і  $\vec{v}_1$  - колової швидкості спіралі. Нахил цієї прямої до осі  $O\varphi$  рівний куту підйому витка  $\alpha$ , рис. 3.

Для алгоритмізованого проектування найбільшу складність становить розрахунок мобільних та гнучких гвинтових конвейєрів.

Для мобільного чи вмонтованого конвейєра, який переміщується в просторі по заданій траєкторії  $x = x_0(t)$ ;  $y = y_0(t)$ ;  $z = z_0(t)$ , здійснює коловий рух навколо осі ( $\varphi = \varphi(t)$ ) і коливальний ( $\gamma = \gamma(t)$ ) у вертикальній площині (рис. 4), в цьому випадку рівняння руху матеріальної точки з біжучим (незалежним) кутовим  $\theta$  і постійним радіальним  $R$  параметрами прийме вигляд:

$$\begin{vmatrix} \sin \theta \sin(\alpha + \varphi_1) & -\cos(\theta + \varphi_2) & R \left[ -\cos\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 - \sin \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right] & -G'_x \\ -\cos \theta \sin(\alpha + \varphi_1) & -\sin(\theta + \varphi_2) & R \left[ -\cos\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 - \sin \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right] & -G'_y \\ \cos(\alpha + \varphi_1) & -\operatorname{tg} \varphi_2 \operatorname{tg} \beta & \left[ \frac{T}{2\pi} \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right] & -G'_z \end{vmatrix} = 0, \quad (10)$$

де  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$  - кути тертя частинки відповідно до спіралі і жолоба,  $G'_i$  - складові масових сил,

$$G'_x = \ddot{x}_0 + 0,5v_x \cos \gamma \dot{\varphi} + z_a \cos \dot{\varphi};$$

$$G'_y = -g \cos \gamma + \ddot{y}_0 + 0,5v_y \cos \gamma \dot{\varphi} + z_a \sin(2\gamma) \dot{\varphi}^2 + z_a \ddot{\varphi};$$

$$G'_z = -g \sin \gamma + \ddot{z}_0 + z_a \cos^2 \gamma \dot{\varphi}^2 + z_a \ddot{\varphi}^2;$$

$$z_a = \frac{T(\omega t - \theta)}{2\pi}; v_a = \frac{T(\omega - \frac{d\theta}{dt})}{2\pi}; \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \left( \frac{\omega}{\frac{d\theta}{dt}} - 1 \right).$$

Тут параметр частинки ( $z_a$ ), осьова швидкість ( $v_a$ ) та кут ( $\beta$ ) нахилу вектора  $\vec{v}$ .

Показано, що для розрахунку параметрів руху матеріальної точки в нестационарному конвейєрі використовуються ті ж залежності, що для стаціонарного із використанням коефіцієнтів приведення.

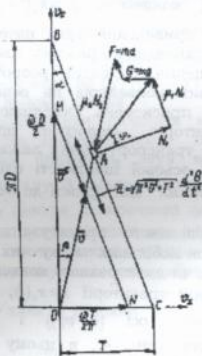


Рисунок 3 - Графічна модель до розрахунку параметрів процесу транспортування вантажів гвинтовими конвейєрами.

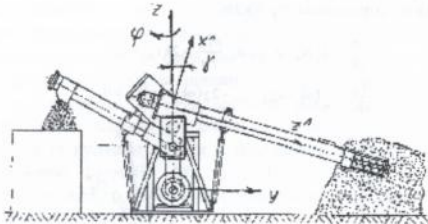


Рисунок 4 - Схема роботи мобільного гвинтового конвейєра.

Для встановленого режиму осьова швидкість транспортування в загальному випадку (для похилого конвейєра):

$$v_z = \frac{\omega T}{2\pi} \left[ \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_1} + \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta_2} \right], \quad (11)$$

де  $\beta_1$  та  $\beta_2$  - крайні значення кута підйому траси, визначаються за приведеними рекурентними залежностями чи графічно (рис. 3).

Величина осьової швидкості частинки для параметрів  $\alpha = \alpha$ , і  $D = 2\rho$ , визначає осьову швидкість потоку  $v_{*z}$ , за якою із відомих залежностей визначають продуктивність шнекових механізмів.

Питомі енерговитрати на транспортування вантажу:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega^2}{\sin \beta} \left[ 1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P). \quad (12)$$

де  $\xi(P)$  - дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування, при коефіцієнті швидкохідності  $P = \frac{\omega^2 D}{2g} > 10$ , цією складовою можна нехтувати.

На основі виведених залежностей сформульовані експлуатаційні обмеження, які використовуються в оптимізаційних моделях. Одними із найважливіших обмежень в оптимізаційних моделях є обмеження на міцність робочих органів. Їх об'ємний напружено-деформівний стан розглядався у гвинтових координатах, рис. 5. Для випадку рівномірного по довжині гвинтового робочого органу навантаження з розподіленими крутним моментом  $dM$ , та осьовою силою  $dP_z$ , (вертикальний конвейєр), приведений частковий розв'язок. Приймалось, що жорсткість спіралі значно менша жорсткості вала і спіраль сприймає тільки розподілене навантаження.

Відповідно рівняння рівноваги в опосередкованих по товщині спіралі ланцюгових напруженнях  $\bar{\sigma}_i$  буде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\sigma}_n}{\partial n} + k(\bar{\sigma}_n - \bar{\sigma}_t) &= 0; \quad \frac{\partial \bar{\tau}_{tn}}{\partial n} + 2k\bar{\tau}_{tn} = 0; \\ \frac{\partial \bar{\tau}_{tn}}{\partial n} + \frac{1}{n}(nk - c\chi)^2 \bar{\tau}_{tn} - 2\chi(nk - c\chi)\bar{\tau}_{tn} &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

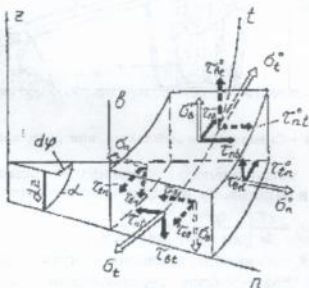


Рисунок 5 - Схема для виведення рівнянь рівноваги елемента спіралі в гвинтових координатах  $Ontb$ .

Із (13) аналітично визначено дотичні напруження  $\tau_{nt}$

Умова сумісності навантажень для тонких гвинтових стрічок із врахуванням прогину лінії радіального перетину  $\frac{\partial b}{\partial n}$ :

$$(1 + \varepsilon_n) \left[ 1 - \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial n} \right] = \sqrt{1 + \frac{\partial b^2}{\partial n}} \quad (14)$$

Приведена методика розв'язку напружено-деформівного стану числовими методами із представленням напружень  $\sigma_n$  та  $\sigma_t$  і деформацій  $\varepsilon_n$  та  $\varepsilon_t$  у вигляді залежностей:  $\sigma_n = \sum_{i=1}^4 a_i n^i$ ,  $\varepsilon_n = \sum_{i=1}^4 e_i n^i$

В третьому розділі розглянуто моделювання процесів взаємодії плодів та інших штучних вантажів із шнековими робочими органами.

В основу універсальної моделі транспортування та поштучної взаємодії продуктів сільськогосподарського виробництва із гвинтовими та іншими робочими органами сільськогосподарських машин покладено розроблене комплексне математичне забезпечення, що ґрунтується на основних положеннях теорій поля, множин, оптимального програмування, пружної взаємодії об'єктів та законах теоретичної механіки і відповідає всім вимогам системного аналізу. В

моделі поверхні кожного функціонального елемента машини (робочого органу) та досліджувальних об'єктів взаємодії описуються функціями обмежень типу  $R$ -функцій ( $f_i = f_i(x, y, z, t) \leq 0$ ), які утворюють довкола об'єкту змінне скалярне поле одиничного градієнту ( $|\text{grad}f_i| = |\text{grad}U| = 1$ ) із рівнями  $U_i(x, y, z, t)$ , що мають нульове значення на поверхні об'єкту, від'ємне всередині і додатне зовні. Для таких полів віддаль від довільної точки простору  $A(x, y, z)$  до поверхні тіла із нулевим рівнем в фіксований момент часу  $t_0$  буде рівна значенню функції  $U(x_A, y_A, z_A, t_0) = f(x_A, y_A, z_A, t_0)$ , що дозволяє уніфікувати процедуру визначення взаємного розміщення об'єктів дослідження та проектування, рис. 6.

Поверхні робочих органів компонуються із спряжених елементарних поверхонь, описаних функціями одиничного градієнту за допомогою алгебро-логічних операцій над точковими множинами типу:

$$F = \bigcup_{i=1}^n f_i = a \sum_{i=1}^n f_i \prod_{j=1}^n [1 - \text{sign}(f_i - f_j)] \leq 0. \quad (15)$$

При відповідному  $a = \text{const}$  функція  $F$  також утворює скалярне поле одиничного градієнту. Для поверхонь постійної кривизни такі функції мають простий вигляд. Так куля моделюється функцією  $f_i = (x^2 + y^2 + z^2)^{0.5} - r < 0$ . Поверхні змінної кривизни описуються рекурентними залежностями.

Моделі зближення, пошуку контактних зон та динамічної взаємодії передбачають виконання обчислювальних процедур одночасно у загальній для всіх об'єктів інерційній системі координат  $Oxuz$  та власній для кожного  $i$ -го об'єкту -  $O^{\wedge}x^{\wedge}y^{\wedge}z^{\wedge}$ .

Перехід від  $Oxuz$  до  $O^{\wedge}x^{\wedge}y^{\wedge}z^{\wedge}$  та навпаки робили у однорідних системах координат: інерційній  $\xi_x, \xi_y, \xi_z, \xi$  та власній  $\xi^{\wedge}_x, \xi^{\wedge}_y, \xi^{\wedge}_z, \xi^{\wedge}$ . В цьому випадку перетворення радіуса-вектора довільної точки в матричному вигляді:

$$\bar{r} = P_y P_z \bar{r}^{\wedge}. \quad (16)$$

де  $P_y, P_z$  - матриці, відповідно, паралельних переміщень та поворотів системи  $O^{\wedge}x^{\wedge}y^{\wedge}z^{\wedge}$ .

При моделюванні взаємодії багатьох об'єктів між собою для оцінки зближення та пошуку контактних зон використовується поняття точки зближення (т.  $\epsilon$ ), що рівновіддалена від поверхонь можливого контакту. Для випуклих тіл, обмежених спряженими поверхнями і описаних функцією одиничного градієнту за (15) точка зближення визначається із системи:

$$\text{grad}f_i = -\text{grad}f_j; \quad f_i = f_j. \quad (17)$$

При умові  $f_i = f_j = 0$ , точка зближення  $\epsilon$  стає точкою контакту  $E$ . Для тіл, поверхні яких описані функціями (15):

$$\text{grad} f_i = \sum_{k=1}^3 A_k' [\beta_{k1}'(x-x_{0i})\vec{i} + \beta_{k2}'(y-y_{0i})\vec{j} + \beta_{k3}'(z-z_{0i})\vec{k}], \quad (18)$$

де  $A_i'$  - функції для  $i$ -го тіла контакту, що залежать тільки від параметрів поверхні та значення рівня поля  $f_i$ ;  $\beta_{mn}'$  - компоненти матриці  $\Pi_{\alpha}$ ;  $x_{0i}, y_{0i}$  та  $z_{0i}$  - координати центру мас тіл контакту. Відповідно координати точки зближення  $\epsilon$ :

$$x_{\epsilon}^m = \frac{\sum_{k=1}^3 A_k' \beta_{km}' x_{0k} + \sum_{k=1}^3 A_k' \beta_{km}' x_{0j}}{\sum_{k=1}^3 A_k' \beta_{km}' + \sum_{k=1}^3 A_k' \beta_{km}'}. \quad (19)$$

Тут  $x_{\epsilon}^1 = x_{\epsilon}$ ;  $x_{\epsilon}^2 = y_{\epsilon}$ ;  $x_{\epsilon}^3 = z_{\epsilon}$ . Крім аналітичного визначення координат точок зближення та контакту для тіл складної форми передбачена процедура їх знаходження на основі теорії множин спеціальними методами.

В розробленій моделі одночасної силової взаємодії тіл передбачається їх віртуальне заглиблення (жорстке зближення в контактній задачі Герца), а нормальна складова силової взаємодії тіл зв'язана з параметрами точкової множини пересічення (контактної зони)  $M_{ij} = f_i \cap f_j$ , залежностями виду:

$$\bar{N} = k_v \rho^r \Delta h^{\delta} \bar{n}, \quad (20)$$

де  $k_v$  - коефіцієнт, що враховує фізико-механічні властивості тіл;  $\rho$  - приведений радіус площадки контакту;  $\Delta h$  - міра жорсткого зближення,  $\Delta h = (f_i + f_j)$ ;  $\gamma, \delta$  - параметри моделі, що залежать від умов взаємодії і уточнюються в умовах експерименту. За перше наближення для пружного контакту із малими енергіями взаємодії приймають  $\gamma = \delta = 1$ , а  $k_v$  - згідно умов контактної задачі Герца.

Уніфікація опису динамічної взаємодії досягається використанням допоміжної функції  $g^*(x, y, z)$ , що утворює скалярне поле, визначене всередині тіла  $i$ , значення якого, рівне  $\rho^2$ , для контактної площадки з нормаллю  $\bar{n}$ , рис. 7. Тоді на  $i$ -е тіло із сторони  $j$ -го діє нормальна сила, що описується рівнями полів  $g_v^*$ ,  $f_i$  та  $f_j$  в точці  $E_v^*$  (центрі множини  $M_{ij}$ ):

$$\bar{N}_v = -0,5k_v (1 + \text{sign} g_v^*) \sqrt{g_v^*} (f_i + f_j) \text{grad} f_i; \quad \bar{N}_v = -\bar{N}_j. \quad (21)$$

Сила тертя  $F_v$  в  $ij$  - контактній зоні визначається із закону Кулона і її напрямок протилежний напрямку відносних швидкостей  $\Delta \bar{v}_v$  точок  $E_{i1}, E_{j1}$ , що належать кожному із об'єктів.

Переміщення  $i$ -го тіла в результаті одночасної взаємодії із іншими тілами ( $j = 1, \dots, m$ ) описується системою рівнянь руху:

$$\sum_{i=1}^m (\bar{P}_v + \bar{F}_v) - m_i \bar{a} + \bar{G}_v = 0; \quad \sum_{i=1}^m (\bar{P}_v^* \bar{r}_v^* + \bar{F}_v^* \bar{r}_v^*) - \bar{L}_v^{(i)} = 0, \quad (22)$$

де  $m_i$  - маса  $i$ -го тіла;  $\vec{r}_{ij}$  - радіус-вектор  $ij$ -ої контактної зони у власній системі координат;  $\vec{L}_i^{(e)}$  - векторна сума моментів зовнішніх сил, що із складовими вектора кутових швидкостей  $i$ -го тіла зв'язана динамічними рівняннями Ейлера.

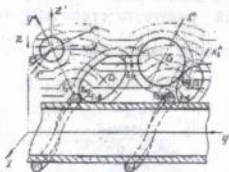


Рисунок 6 - Схема зближення та пошуку контактних зон при взаємодії коренеплідів з робочими органами.

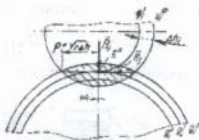


Рисунок 7 - Схема силової взаємодії об'єктів.

Переміщення робочих органів задаються функціонально. Формалізований опис робочих поверхонь механізмів також реалізується алгебро-логічними функціями одиничного градієнту і параметри їх взаємодії з робочими тілами визначаються згідно розглянутої методики із можливістю визначення реальної схеми навантаження в довільний момент часу.

Модель апробована для випадку розробленого способу та пристрою динамічного сортування коренеплідів (рис. 8), що полягає в їх почерговому проходженні по руслу, утвореному спареними конічними шнековими валками еліпсного перетину, які встановлені з початковим кутовим монтажним зміщенням, рівним  $\pi/2$ , і обертаються в протилежні сторони. Коренеплідів виходять із русла при перевищенні кінетичної енергії осцилюючого руху величини енергетичного бар'єру перекочування через валок, рис. 9. Найбільша фракція коренеплідів, що найбільш схильна до травмування, сходять з валків першою.

При проведенні числового аналізу моделі встановлено, що осцилюючий рух тіла на просівній поверхні описується гармонічними залежностями у вигляді фігур Ліссажу, рис. 10. Причому для експлуатаційних режимів сортування круглих плодів (картоплі) вертикальні складові їх швидкостей та прискорень становлять 5...10 % горизонтальних, що дозволяє дати наближений аналітичний розв'язок задачі сортування. При цьому визначені параметри осцилюючого руху, швидкості та прискорення плодів і умова їх динамічного виходу із русла:

$$\frac{kg(R_0 + r) \left\{ 1 - \left[ 1 - (R_0 + s/2) / (R_0 + r) \right]^2 \right\}^{1/2}}{\{ 8\delta\omega^2 [(2R_0 + r + s/2)(r - s/2)] \}} \leq 1, \quad (23)$$

де  $k$  - коефіцієнт, що враховує вплив рифа та форми плодів,  $k = 0,7 \dots 0,8$ ;  $R_0$  та  $\delta$  - плинні середній радіус та стиснення еліптичних валків,  $R_0 = \frac{(a+b)}{2}$ ;  $\delta = \frac{(a-b)}{2}$ ;  $r$  - середній радіус плода;  $s$  - середнє значення зазору між валками.

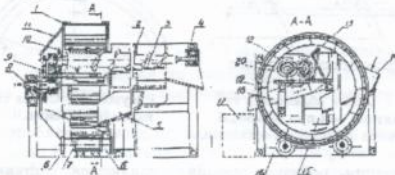


Рисунок 8 - Шнековий сортувальник коренебульбоплодів.

1- роторний подаючий механізм; 2- відсікачі; 3- лоток для відходів; 4- підшипники; 5- направляючий жолоб; 6- ролик; 7- прутковий елеватор; 8- привідний вал; 9- передача; 10- зубчасте зачеплення; 11- корпус; 12- гвинтові рифи; 13- щиток; 14- бункер; 15- просівна поверхня жолоба; 16- рама; 17- тара; 18- відвідні лотки; 19- еластичні стійки; 20- еліптичні валки.

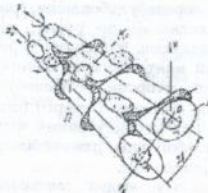


Рисунок 9 - Схема сортування шнековим сортувальником

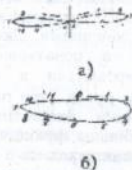


Рисунок 10 - Трасекторії руху картоплі на просівній поверхні:  
а - в рівновеликих валках,  
б - в різновеликих валках.

Похибки аналітичного встановлення зони виходу складають до 15%, що, враховуючи простоту регулювання роздільних щитків, є достатньою для інженерних розрахунків.

Проведені дослідження дозволили встановити кореляційний зв'язок між пошкодженням плодів, максимальними напруженнями в зоні контакту та кінетичною енергією тіл зближення.

Для випадку ударної взаємодії виведені залежності, що зв'язують енергетичні, фізико-механічні та геометричні параметри взаємодії. Диференціальне рівняння динамічної контактної взаємодії коренебульбоплоду при ударі в нерухомий робочий орган із жорсткістю  $C$ :

$$\frac{d\left(\frac{mv^2}{2}\right)}{du} \left[1 + \frac{3A}{2C} u^{1/2}\right] + \frac{3A}{2C} u^{-1/2} \left(\frac{mv^2}{2}\right) = Au^{3/2} - mg, \quad (24)$$

де  $u = u(t)$  - величина зближення тіл в період пружного контакту,  $m$  - маса тіла;  $v$  - закон зміни швидкості в період контакту,  $A = \frac{k_y}{\sqrt{K_1 + K_2}}$  - характеристика тіл взаємодії. Тут  $K_i$  - кривизна  $i$ -го тіла в точці контакту;  $k_y$  - параметр моделі за (20).

У випадку удару коренебульбоплоду в жорстку поверхню максимальні напруження, які задають рівень пошкоджень:

$$\sigma_{\max} = 0,364k_y^{0,67} m^{0,2} v_0^{0,4} (K_1 + K_2)^{0,467}, \quad (25)$$

де  $v_0$  - швидкість до удару.

Модель оцінки рівня пошкоджень є складовою частиною загальної моделі взаємодії тіл і направлена на комплексне машинне проектування технологічних процесів.

В четвертому розділі приведено вихідні вимоги до проектування гвинтових робочих органів. Функціональне призначення гвинтових робочих органів тісно пов'язане з методом їх формоутворення. При цьому відпрацювання гвинтових робочих органів на технологічність, зокрема по таких основних її кількісних показниках, як собівартість виготовлення, матеріаломісткість і трудоемність, суттєво впливають на рівень цільової функції, в оптимізаційній задачі.

Встановлено, що найбільш доцільно при попередньому виборі орієнтуватись на високотехнологічні і низькоматеріаломісткі виті та прокатні спіралі, які виготовляються із бухтових заготовок з високою якістю і дозволяють покращити експлуатаційні властивості шнекових механізмів. Досліджено енерго- та матеріаловитрати по кожному з методів виготовлення, розроблено ряд способів та пристроїв для виготовлення спіралей шнекових механізмів, адаптованих до самих різних, в т.ч. і індивідуальних, типів виробництв, а також інженерну методику їх розрахунку.

Ступінь складності формоутворення прокатних та витих спіралей оцінюється в основному двома параметрами: відносною товщиною заготовки  $\delta_s = \frac{H}{B}$  і коефіцієнтом видовження:

$$\psi = \sqrt{\frac{\pi^2 D^2 + T^2}{\pi^2 d^2 + T^2}}. \quad (26)$$

Коефіцієнт використання матеріалу для витих та прокатних спіралей близький до одиниці, а для штампозварних становить 45...70% і визначається за залежністю  $k_M = \frac{0,5\pi(\psi^2 - 1)}{k^2\psi^2}$ , де  $k$  - коефіцієнт, що враховує величину перемичок.

Для розробки проектних алгоритмізованих рішень досліджено напружено-деформівний стан при прокатуванні спіралей шнеків, побудована модель поля швидкостей деформацій для випадку асиметричного прокатування стрічкових заготовок, що підтверджена експериментально, та розглянуто розподіл напружень в зоні пластичної деформації, рис. 11. Це дозволило встановити середнє контактне напруження  $p_c$  прокатування спіралей шнеків та всі енергосилові параметри процесу, вивести залежність для визначення питомої енергосмкості при виготовленні одиниці довжини гвинтової стрічки (по середньому діаметру):

$$\omega = k_n p_c B H \left\{ \left( 1 - \left[ \frac{(4 - \psi)}{(3\psi - 3)} \right] \ln \left[ \frac{(2\psi + 1)}{(4 - \psi)} \right] \right) \right\}, \quad (27)$$

де  $k_n$  - коефіцієнт, що враховує форму профілю, для трапецієвидного  $k_n = 1$ ;  $B$  та  $H$  - відповідно ширина і товщина стрічки.

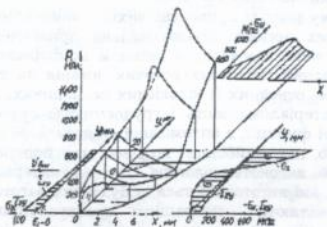


Рисунок 11 - Розподіл контактних напружень по зоні деформації.

Прокатування спіралей потребує спеціального обладнання, і його використання доцільне у масовому виробництві для формоутворення спіралей із заготовок товщиною 3...6 мм, співвідношенням  $20 \leq \frac{B}{H} \leq 80$  і коефіцієнтом видовження до  $\psi \leq 3$ .

Якість спіралей висока із найкращими показниками по зносостійості (у 2,5...3 рази вище штампозварних), але із широким полем допуску на виготовлення по кроку та діаметру, порівняно із витими.

Розроблено і реалізовано ряд технічних рішень стосовно способів прокатування та установок, які доступні для невеликих підприємств по виготовленню чи ремонту сільськогосподарської техніки, в т.ч. широкострічкових шнеків, а також шнеків із змінними геометричними параметрами.

Досліджено також процеси формоутворення спіралей методом навивання на оправку та стабільність процесу. Виведені залежності для оцінки відповідно моменту навивання  $M$  та питомої енергоємності  $w$  витих спіралей (на одиницю довжини гвинтової стрічки):

$$M = 1,15H\sigma_s B^2 \psi^{3/4} (\psi^{1/2} + 2) / \sqrt{3(\psi^{1/2} + 1)^2}; \quad (28)$$

$$w = 2M(\psi - 1) / [B(\psi + 1)],$$

де  $\sigma_s$  - дійсне напруження текучості із врахуванням зміцнення матеріалу.

Виготовлення витих спіралей можна рекомендувати для довільних типів виробництва для спіралей з шириною заготовки до 60 мм із співвідношенням  $\frac{B}{H} \leq 20$ . Виті спіралі шнеків відзначаються найбільшою точністю, значною жорсткістю. На відміну від всіх інших способів, із збільшенням діаметру спіралі при постійних розмірах перерізу їх техніко-економічні параметри покращуються. Виті спіралі доцільно використовувати у дозаторах, силових шнекових механізмах, гнучких гвинтових конвейєрах, гвинтових живильниках, шнекових сортувальниках та очисниках, у всіх видах шнекових механізмів, де використовуються стрічкові спіралі та спіралі із змінними по довжині параметрами. Розроблені спеціальне обладнання та пристосування для універсальних верстатів, що реалізують стабільне високоточне неперервне навивання спіралей із змінними параметрами, використання яких в 1,5...3 рази понижують собівартість витих шнеків порівняно із штампозварними.

Штампуванням доцільно виготовляти практично всі лопатеві гвинтові профілі, прорізні гвинтові робочі органи, а також профільні робочі органи, що описуються залежністю (2) та широкострічкові спіралі із коефіцієнтом витягування  $\psi > 3..4$ . Для таких спіралей розроблені спеціальні методи із попереднім профілюванням кільцевих заготовок.

В п'ятому розділі дані програма, методика і результати експериментальних досліджень гвинтових конвейєрів, основною метою яких було підтвердження результатів теоретичних досліджень, формулювання граничних значень, встановлення кількісної та якісної оцінки побудованих моделей, вибір параметрів

цільової функції та обмежень, що накладаються на зміну, факторів оптимізаційних моделей.

Методика проведення експериментальних досліджень передбачала використання апарату математичного планування експерименту з подальшою апроксимацією отриманих результатів степеневою функцією, у якій за незалежні змінні вибирались в основному безрозмірні критерії подібності.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено ряд установок, що моделювали роботу мобільних та стаціонарних гвинтових конвейєрів в режимах транспортування та змішування із завантаженням з бункера та з бурта. Для оцінки відносної стійкості гвинтових робочих органів розроблена установка із спареними конвейєрами та замкнутим циклом, в якій забезпечувались однакові умови роботи за всіма досліджувальними параметрами. Робота шнекових механізмів (конвейєрів, живильників, дозаторів) для зернових матеріалів в складі багатомодульних систем досліджувались на установці із змінними параметрами завантажувальної зони та стінок бункерів.

Потужність конвейєрів оцінювалась за крутним моментом, який визначався методом тензометрування та електричними засобами вимірювання за зміною параметрів струму в електродвигуні.

Рух частинок при транспортуванні фіксувався швидкісною кінокамерою. При цьому визначався характер потоку вантажу, наявність циркуляційних рухів, кут нахилу траси транспортування у швидкохідних конвейєрах і відхилення прямолінійної траси від нижнього розміщення у тихохідних, а також характер переміщення матеріалу у змішувачах.

Встановлено, що для горизонтальних конвейєрів, параметри

яких змінюються в межах  $D=0,05...0,25$  м;  $k_r = \frac{T}{D} = 0,6...1$ ;  $\omega = 37...59 \text{ с}^{-1}$  для сухих зернових матеріалів із розходженням з експериментальними значеннями до 7...15% питому

продуктивність  $q = \frac{Q}{D^3 \omega}$  можна визначати за залежністю:

$$q = 0,79P^{0,02} k_r^{0,92} \mu_1^{-0,18} \varphi_0^{1,05} \quad (29)$$

Теоретичні моделі із розходженням в 10...15 відсотків можуть використовуватись для визначення продуктивності швидкохідних гвинтових конвейєрів ( $P > 15$ ). Для вертикальних конвейєрів із  $P = 3...5$  використання залежності (11) можливе із поправочним коефіцієнтом  $k_p = 1 - (\mu P)^{-\lambda}$ , де для зернових  $\lambda \approx 2,4$ .

Для визначення потужності транспортування залежності, які містять величину питомих енерговитрат (12), можуть

використовуватись тільки для швидкохідних конвейєрів ( $P > 15 \dots 20$ ). Для горизонтальних конвейєрів із  $3 < P < 8$  в алгоритмізованих розрахунках доцільно використовувати апроксимаційні залежності, аналогічні (29), за експериментальними даними.

$$w = N / (L Q g \rho_0) = C P^n k_f^p \varphi_0^r \mu^s. \quad (30)$$

Для мобільних гвинтових конвейєрів проведена серія дослідів для уточнення розрахункових моделей (рис. 12, 13).

Проведені також експериментальні дослідження для встановлення оптимальних варіантів вибору різних типів спіралей з мінімальним рівнем технологічних витрат. Для стрічок шириною  $B < 40 \dots 50$  мм це виті спіралі,  $50 < B < 90$  - прокатні;  $B > 100$  - широкострічкові.

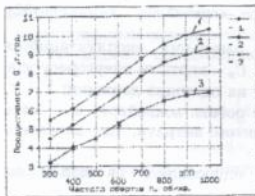


Рисунок 12 - Залежність продуктивності від частоти обертання мобільного гвинтового конвейєра ( $D=0,1$  м) із кутом завантаження: 1 -  $\gamma=30^\circ$ , 2 -  $\gamma=15^\circ$ , 3 -  $\gamma=0^\circ$ .

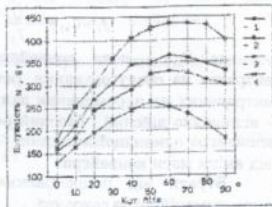


Рисунок 13 - Зміна потужності вільного забору пшениці із бурта від кута нахилу мобільного конвейєра ( $D=0,1$  м) при частоті обертання: 1 -  $n=300$  об/хв; 2 -  $n=450$  об/хв; 3 -  $n=600$  об/хв; 4 -  $n=750$  об/хв.

Для формулювання експлуатаційних обмежень та економічних факторів, що входять в цільову функцію оптимізаційної моделі, проведений цілий ряд експериментальних досліджень за технологічними факторами виготовлення спіралей.

В шостому розділі розглянуті питання структурної та параметричної оптимізації шнекових механізмів, їх проектування, синтез нових конструкцій та техніко-економічна ефективність прийнятих рішень. Вибір структурної схеми механізму з гвинтовими спіралями проводиться як вибір типового рішення згідно призначеного коду, який враховує його функціональне призначення, робочий матеріал, вид шнекового механізму, гвинтової поверхні та параметри її жорсткості. Вибір оптимальної конструкції проводиться з врахуванням витрат на експлуатацію,

виготовлення та втрат від пошкодження і травмування. За контрольні показники приймалися дані ГОСТ 23976-80 та ГОСТ 2037-82, а саме питомі енерго- та матеріаломісткість. Параметри режимів роботи оптимізуються для вертикальних та швидкохідних конвейерів, а для інших шнекових механізмів призначаються в діалоговому режимі за рекомендованими даними.

При цьому розв'язується трикритеріальна оптимізаційна задача нелінійного програмування виду:

$$f_0 = \alpha_1 f_a + \alpha_2 f_b + \alpha_3 f_n, \quad (31)$$

де  $\alpha_1$  - коефіцієнт вагомості;  $f_a$  - витрати на експлуатацію;  $f_b$  - витрати на виготовлення;  $f_n$  - витрати від пошкодження.

Критерій оптимальності за експлуатаційними витратами, що включає  $w$ :

$$f_a = C_{e0} + \frac{C_w Q T w}{T_s} + C_n m \rightarrow \min = C \quad (32)$$

де  $C_{e0}$  - доля конвейера у загальних експлуатаційних витратах на обслуговування, ремонт;  $C_w$  - вартість енергоресурсів, витрачених на переміщення вантажу на одиницю довжини;  $T$  і  $T_s$  - відповідно дійсний і базовий ресурс роботи конвейера;  $m$  - маса конвейера одиничної довжини;  $C_n$  - питомі витрати, що залежать від зміни маси конвейера.

Втрати від пошкодження  $f_n$  оцінювались за допомогою апроксимаційної залежності

$$f_n = b_0 + \sum b_1 x_i + \sum b_2 x_i x_j + \sum b_3 x_i^2, \quad (33)$$

де  $x_i$  - змінні, що найбільше впливають на травмування (зазор  $z$ , тангенціальна швидкість шнека  $v$ , та критерій швидкохідності  $P$ ).

Базова оптимізаційна модель за критерієм матеріаломісткості має такий вигляд:

$$f_b = a_0 + a_1 \rho_1 V_1 + a_2 \rho_2 V_2 + a_3 \rho_3 V_3 \rightarrow \min; \quad (34)$$

де  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  - об'єми відповідно спіралі, жолоба і валу одиничної довжини;  $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $\rho_3$  - густини матеріалів відповідних елементів конвейера;  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  - приведена вартість одиниці маси відповідних матеріалів;  $a_0$  - приведена собівартість виготовлення конвейера, при зміні технології міняється дискретно.

На зміну основних конструктивних параметрів  $x'_j = \{T, D, d, H\}$  базової моделі накладаються базові обмеження за продуктивністю; пластичністю матеріалу та стійкістю при формоутворенні; забезпеченню довговічності та міцності спіралі валу; товщини валу та жолоба по сортаменту; зв'язку з експлуатаційними параметрами та відповідності базовому обмеженню по матеріаломісткості згідно ГОСТ 2037-82.

Аналіз і розв'язок оптимізаційних задач проводився в загальному вигляді з використанням умов Куна-Таккера. На їх основі розроблена інженерна методика визначення експлуатаційних та конструктивних параметрів гвинтових конвейєрів.

Особливістю розв'язку першої та другої задач є те, що існує внутрішня точка глобального оптимуму, а тому точно визначити параметри  $x$ , які мінімізують питомі енерговитрати можна тільки числовими ітераційними методами. На основі проведених досліджень розроблена методика визначення швидкісних параметрів та метричних параметрів поверхні, що задають функціональні можливості шнекових механізмів. Встановлено, що для вертикальних та швидкохідних конвейєрів параметр енерговитрат скорельований із кутом нахилу  $\beta$ , який для вертикальних конвейєрів  $\beta = 15..20^\circ$ , а для мобільних - за розрахунковими залежностями.

Коефіцієнт швидкохідності конвейєра  $P$ , який забезпечує  $\min f$ :

$$P = \frac{\sin \alpha_0 \left(1 + \frac{tg\beta}{tg\alpha}\right)^2}{\mu_1 \cos(\alpha_0 + \varphi_1 + \beta)}, \quad \varphi_1 = \arctg \mu, \quad (35)$$

Кутова швидкість гвинта:

$$\omega = \left( \frac{k_Q k_T \varphi_0 g^3 P^3}{Q} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (36)$$

де  $k_Q$  - коефіцієнт напрямку потоку,  $k_Q = \frac{tg\beta}{tg\alpha_0 + tg\beta}$ .

Розв'язок третьої задачі зводиться до аналізу всіх можливих варіантів рішення базової задачі (34). Згідно з її розв'язком отримано базове рішення, яке включає три розрахункові схеми. По першій визначальними є обмеження по продуктивності і пластичності. Відповідно зовнішній ( $D$ ) і внутрішній ( $d$ ) і товщина спіралі ( $H$ ):

$$D = 2,7 \sqrt{\varphi_{\text{дон}}^2 \frac{Q}{k_T \varphi_{\text{сп}} \omega (\varphi_{\text{дон}}^2 - 1)}}; \quad d = \frac{D \sqrt{\pi^2 + 1 - \varphi_{\text{дон}}^2}}{\pi \varphi_{\text{дон}}}; \quad H = \max \left\{ H_{\text{сп}}, \frac{D-d}{\delta} \right\}. \quad (37)$$

Одержані значення перевіряють на відповідність обмеженням за міцністю. Якщо вони не задовільняються, то переходять до розрахункової схеми, для якої визначальним є це обмеження:

$$H = H_{\max}^3; \quad D = H_{\max} \sqrt{\frac{1 + 8\delta \frac{Q}{k_T \omega \varphi_{sp} H_{\max}} + 1}{2\delta}}; \quad d = D - \frac{2H_{\max}}{\delta}. \quad (38)$$

Якщо не задовільняється обмеження із умови на міцність, зовнішній діаметр спіралі розраховують по ітераційній залежності:

$$D_i = \sqrt{d^2 D_{i-1} + \frac{8Q}{k_T \varphi_{sp} \omega}}. \quad (39)$$

Параметри  $H$ ,  $s$  та  $s_2$  визначають аналогічно (46).

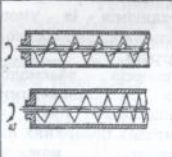

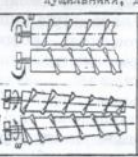
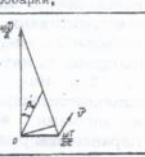
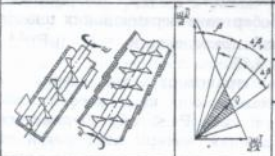

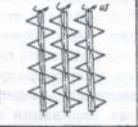
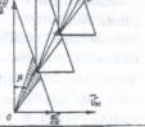
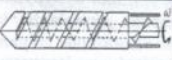

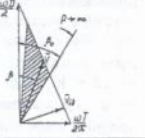
На основі проведених досліджень розроблена також методика графоаналітичного розрахунку з використанням номограм.

Базова оптимізаційна модель містить обмеження, що характерні для всіх суцільних чи стрічкових гвинтових робочих органів шнекових механізмів із осевим переміщенням матеріалу. Для конкретних шнекових механізмів різноцільового призначення складаються конкретні функції обмеження, що враховують особливості процесу, реологічні властивості матеріалу, вхідні та вихідні параметри систем. За вихідні оптимальні параметри при цьому приймаються базові значення моделі, а точка оптимуму шукається за спрощеною процедурою, а у випадку лінеризації функцій обмежень - за аналітичними залежностями.

В результаті детального аналізу шнекових механізмів проведений синтез їх конструкцій з використанням таких технічних рішень, як надання поверхням конвейера анізотропних властивостей, зміна форми робочих органів та виконання їх складними, використання нових матеріалів, які надають нові властивості робочим органам, виключення певних елементів чи включення нових, надання їм додаткових рухів, використання шнеків із спіралями змінного профілю.

Проведені дослідження дозволили розробити нові конкурентно-здатні конструкції конвейерів, очисників, змішувачів та інших виконавчих механізмів (таблиця). Приведені дані по промислового впровадженню та економічній ефективності розробок.

Таблиця - Використання шнекових робочих органів для механізації сільськогосподарського виробництва

Схеми с.-г. транспортуючих та завантажувальних шнекових механізмів		Схеми с.-г. багатофункціональних шнекових механізмів	
конструктивна	розрахункова	конструктивна	розрахункова
тихохідні гвинтові конвейєри;		сортувальники, очисники, копачі, душилники, дробарки;	
			
Форсткі шнеки	швидкохідні /мобільні, вмонтовані/	протрувачі, змішувачі, очисники, сушарки, мийні машини;	
			розкидувачі, гичковівідвідні пристрої;
гнучкі гвинтові конвейєри			
завантажувальні пристрої		шнекові бури, пристрої для очищення відстійників, добування сапропелей.	
			

Захищені технічні рішення

Авт. свид. №: І315369, І344697,  
І345533, І384492, І451779, І488232,  
І620399, І640070, І645219, І666408,  
І695349, І710462; Заявки України №:  
93060642, 93121805, 95052334

Авт. свид. №: І274642, І318193,  
І384253, І558811, І645001, І665916,  
І724563, І744689, Пат.України №20;  
Пат. СРСР № І807971; Заявки України  
№: 94041044, 95052194, 95052205.

## ВИСНОВКИ

1. На основі теоретично-експериментальних досліджень створено комплексну логічно-аналітичну модель технологічних процесів взаємодії шнекових механізмів із сільськогосподарською продукцією, яка об'єднує методику визначення кінематичних та динамічних параметрів технологічних процесів, розподіли навантажень, оцінку пошкоджень, оптимізацію режимів роботи та конструктивних параметрів шнекових механізмів із умов мінімізації енерговитрат, пошкодження сільськогосподарської продукції та матеріаломісткості шнекових пристроїв.

2. На підставі дослідження процесів взаємодії сільськогосподарських зернових матеріалів із шнековими механізмами встановлено, що моделі пошарового руху з гідравлічним режимом витоку зернових по гвинтових поверхнях не відповідають умовам збереження імпульсу і можуть використовуватись як моделі першого наближення для розрахунку високообертових шнекових механізмів з коефіцієнтом швидкохідності  $P \geq 15$ . Для низькообертових вертикальних шнеків із  $3 \leq P \leq 15$  встановлений коефіцієнт приведення  $k_v = 1 - (\mu P)^{-2,4}$ , що змінюється в межах  $0,1 < k_v < 0,65$ .

3. Встановлено, що при транспортуванні зерна у швидкохідних шнекових механізмах із коефіцієнтом швидкохідності  $P > 10$  і у тихохідних ( $P < 1,5$ ) зберігається динамічна подібність між переміщенням матеріальної точки та потоку з приведеними відносно центру мас параметрами, на основі чого побудовані спрощені розрахункові моделі процесів. При цьому для мобільних гвинтових конвейєрів критерієм експлуатаційної придатності є умова коливання зміни осьової швидкості в межах 30 %, що, залежно від сировини, реалізується при  $P > 20...25$ .

4. Для переміщення зернових матеріалів мобільними шнековими механізмами мінімізація енергетичних витрат та ступеня пошкодження сільськогосподарської продукції досягається при збереженні відповідності між кутовою швидкістю гвинта та продуктивністю технологічної операції у співвідношенні  $\omega = k/Q^{1/5}$ , де  $12 < k < 20$ : для пшениці  $k = 13...14$  ( $m^{0,6} s^{-1,2}$ ), для кукурудзи  $k \approx 1,6$ , ячменю  $k = 13...15$ . Для зернових матеріалів із коефіцієнтом зовнішнього тертя  $\mu$  до 0,5 раціональний крок спіралі становить 0,9...1,0 діаметра гвинта, для матеріалів із коефіцієнтом тертя 0,5...0,8 відповідно 0,8...0,9 діаметра, і  $\mu > 0,8$  крок  $T = (0,6...0,8)$  діаметра.

5. Встановлено, що в процесі транспортування і обробки зернових матеріалів шнековими механізмами ступінь їх пошкодження та енерговитрати зменшуються при зменшенні кута

нахилу стінок живильника та зміщення вертикального тиску матеріалу в сторону периферії робочого органу. Так, при безбункерному завантаженні раціональними є кути нахилу стінок живильника  $40\text{--}50^\circ$ , зміщення вектора узагальненого тиску матеріалу на величину  $0,8\text{--}1,5$  діаметра від осі обертання. Зменшення висоти стовпа завантаження з  $0,5$  м до  $0,3$  м зменшує енерговитрати на  $12\text{--}18\%$ .

6. Розроблено моделі одночасної взаємодії коренебульбоплодів між собою та гвинтовими робочими органами на основі їх формалізованого опису функціями полів одиничного градієнту та дано методичку загального розв'язування об'ємної задачі такої взаємодії (20...22) із визначенням всіх кінематичних та динамічних параметрів очищення, сортування та транспортування коренебульбоплодів.

7. Розроблений спосіб динамічного сортування картоплі та інших овочів шнековими сортувальниками із еліптичними конічними гвинтовими робочими органами. Встановлено, що раціональними режимами сортування з умови розмірної точності технологічного процесу і непошкодження картоплі є кутова швидкість валків  $\omega = 15\text{--}30 \text{ с}^{-1}$ , осьова швидкість картоплі  $v = 0,5\text{--}1,0 \text{ м/с}$ , коефіцієнт динамічності очищення  $k_d = 0,5\text{--}0,8$ .

8. Встановлено, що найтіснішим кореляційним зв'язком ( $r = 0,7\text{--}0,9$ ) травмування коренебульбоплодів зв'язане із максимальними напруженнями, які при центральному пружному ударі в жорстку стінку пропорційні величинам, що включають модуль зсуву  $G^{1,07}$ , масу  $m^{0,2}$ , швидкість ударного зіткнення  $v_c^{0,4}$ , кривизну поверхні коренебульбоплоду  $k^{0,47}$ , коефіцієнт Пуасона  $(1 - \nu^2)^{-0,5}$ . Для загального випадку взаємодії встановлені параметри моделі ударного зіткнення (25), які приводять до травмування коренебульбоплодів різних реологічних моделей. При цьому ступінь пошкодження залежить від співвідношення глибини жорсткого зближення ( $\Delta h$ ) та радіусу кривизни в точці контакту ( $r$ ), а саме  $e = \Delta h/r$ . Для картоплі пружна деформація реалізується при  $e < 0,03$ , при  $0,03 < e < 0,05$  - пластична деформація із мікропошкодженнями внутрішніх структур і при  $e > 0,07$  пошкодження із руйнуванням суцільності бульби.

9. Оптимізація конструктивних параметрів гвинтових робочих органів враховує елементи технологічності їх конструкції: собівартість, матеріаломісткість та якісні показники. Значно покращено техніко-експлуатаційні характеристики і розширено номенклатуру жорстких і гнучких, еліптичних і конусних, широкострічкових і профільних шнекових механізмів, яким немає аналогів в світовій практиці.

10. Поєднання обертання однієї або декількох гвинтових поверхонь з іншими рухами тих або інших поверхонь, послужило основою для створення принципово нових енергозберігаючих і травмобезпечних технологічних процесів сортування, очищення гичкозбирання, нагнітання та інших з використанням шнекових механізмів. Запропоновано нові прогресивні конструкції шнекових очисників із зменшеною на 15...20 % матеріаломісткістю, широкострічкові робочі органи для гвинтових гичкозбиральних машин, конвейєрів із підвищеною на 40...80 % продуктивністю, гнучкі гвинтові органи із зменшеною на 20...30 % матеріаломісткістю. Розроблено технологічні основи формоутворення витих, прокатних, та спеціальних (широкострічкових) гвинтових робочих органів із коефіцієнтом використання матеріалу 0,9...0,95, зменшеною на 20...30 % енергосмістю та підвищеною стійкістю на 30...50 % порівнянно із серійно використовуваними.

Технічна новизна розробок захищена 45 авторськими свідоцтвами і патентами на винаходи.

## ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

### МОНОГРАФІЇ

1. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. - Львів: Світ, 1993. - 208с. (дол. вклад - 2,6 д. арк.)
2. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. - 176 с. (дол. вклад - 4,6 д. арк.)

### ІНШІ НАУКОВІ ПУБЛІКАЦІЇ

3. Рогатинський Р.М. Моделювання процесів взаємодії шнекових робочих органів із коренебульбоплодами. / Вісник національного аграрного університету. Т.1. - К.: 1997. - С. 98 - 103.
4. Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами. / Вісник національного аграрного університету. Т.1. - К.: 1997. - С. 19 - 21.
5. Рогатинський Р.М. Дослідження шнекових сортувальників коренебульбоплодів. Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за напр. "Інженерна механіка") Луцьк: Луцький індустріальний інститут, 1996.-200с.
6. Рогатинський Р.М. Силова взаємодія коренебульбоплодів із робочими органами шнекових очисників. / Вісник національного аграрного університету. Т.1. - К.: 1997. - С. 49 - 53.

7. Рогатынский Р.М. Модели сближения и взаимодействия корнеклубнеплодов с рабочими органами сельскохозяйственных машин. // Пути повышения эффективности свеклосахарного производства России в условиях рыночной экономики: Тез. докл. Всерос. н.-пр. конф. Рамонь, 1996. - С. 70 - 71.

8. Рогатынский Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів. / Вісник національного аграрного університету. Т.1. - К.: 1997. - С. 34 - 39.

9. Рогатынский Р.М. Дослідження процесу транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвейерами. / Вісник національного аграрного університету. Т.1. - К.: 1997. - С. 69 - 73.

10. Пилипець М.І., Рогатынский Р.М. Дослідження процесу холодного навивання рифів шнекового очисника. Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за напр. "Інженерна механіка") Луцьк: Луцький індустріальний інститут, - 1996. - 200с.

11. Рогатынский Р.М. Моделювання процесу транспортування коренеплодів у шнекових очисниках // Проблемы и перспективы создания новой свеклоуборочной техники: Тези доп. Міжнародної н.- пр. конф. Вінниця., - 1996. - С. 17 - 19.

12. Рогатынский Р.М. Робочі органи бурякозбиральних машин. // Проблемы и перспективы создания новой свеклоуборочной техники: Тези доп. Міжнародної н.-пр. конф. Вінниця, - 1996. - С. 28.

13. Синій С.В. Хайліс Г.А., Рогатынский Р.М. та ін. Дослідження процесу відведення гички при роботі гичковидальючого механізму стрічкового типу. // В зб. Захід відд. Академії наук України. Сільськогосподарські машини.- Луцьк, 1995.- С. 235-329.

14. Рогатынский Р.М. Оптимізація робочих органів гвинтових конвейерів з центральним валом. // Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні: Тези доп. н.-т. конф. / ТПП.- Тернопіль, 1992.- С. 84.

15. Гевко Б.М., Пилипець М.І., Рогатынский Р.М. Інструмент для измерения конструктивных параметров шнеков. // Технология и организация производства.- К., 1990.- №1.- Деп. в УКрНИИТИ.- № 196-УК.

16. Рогатынский Р.М., Гацын Е.В. Опыт и эффективность внедрения безотходной технологии изготовления спиралей шнековых механизмов. // "Экономические проблемы ресурсосберегающих и безотходных производств и использование вторичных ресурсов. Секция 4: Тез. докл. н.-т. Конф./ ИЭП. АН.СССР. - Донецк, 1987.- С. 74-75.

17. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Оптимизация конструктивных параметров винтовых конвейеров. // Изв. вузов. Машиностроение.- 1987.- № 5.- С.109-114.

18. Гевко Б.М., Пилипец М.И., Рогатынский Р.М. Приспособления для навивки спиралей шнеков. // Машиностроитель. - 1986.

19. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Энергетические параметры при прокатке винтовых лент // Известия вузов. Машиностроение.- 1985.- № 9.- С. 113-117.

20. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Выбор оптимальных параметров шнеков. // Изв. вузов. Машиностроение.- 1983.- № 6.- С. 105-109.

21. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Влияние внешних зон на формообразование винтовых лент // Изв. вузов. Металлургия.- 1986.- №9.- С.55-58.

22. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. К выбору оптимальных параметров спиралей шнеков. // Конструирование и технология производства с. - х. машин: Межвуз сб./ - К., 1983.- Вып. 14.- С.48-57.

23. А.с. № 1082534 СССР, МКИз В 21 Н 3/12. Способ изготовления спиралей шнеков. / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский - № 3449416/25-27; Заявлено 10.03.82; Оpubл.30.03.84, Бюл. № 12.

24. А.с. № 1215810 СССР, МКИз В 21 Н 3/12. Устройство для изготовления спиралей шнеков. / Б.М. Гевко, О.И.Дубык, Р.М. Рогатынский и др.- № 3729184/25-27; Заявлено 11.03.84; Оpubл. 07.03.86, Бюл. № 9.

25. А.с. № 1225642 СССР, МКИз В 21 D 11/06. Устройство для навивки полосы в спираль на ребро. / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец - № 3675663/25-27; Заявлено 21.12.83; Оpubл. 23.04.86, Бюл. № 15.

26. А.с. № 1225643 СССР, МКИз В 21 D 11/06. Устройство для калибровки витка спирали по шагу. / Б.М. Гевко, О.И. Дубык, Р.М. Рогатынский и др. - № 3800977/25-27; Заявлено 15.10.84; Оpubл. 23.04.86, Бюл. № 15.

27. А.с. № 1274642 СССР, МКИз А 01 D 33/08. Шнековый очиститель корнеклубнеплодов от примесей. / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатынский и др. - № 3844708/25-27; Заявлено 12.12.84; Оpubл. 07.12.86, Бюл. № 45.

28. А.с. № 1299653 СССР, МКИз В 21 D 11/06. Приспособление к токарному станку для непрерывной навивки спиралей шнеков. / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский, М.И. Пилипец и др.- № 3748439/25-27; Заявлено 31.01.86; Оpubл. 7.06.87, Бюл. № 12.

29. А.с. № 1315369 СССР, МКИз В 65 G 33/16. Гибкий винтовой конвейер. / Б.М.Гевко, Р.Б.Гевко, Р.М. Рогатынский и др.- № 4014330/27-03; Заявлено 31.01.86; Оpubл. 07.06.87, Бюл. № 21.

30. А.с. № 1318193 СССР, МКИз А01 D 25/04. Копатель корнеклубнеплодов. / О.М. Шаблий, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский и др.-№ 4043520/30-15; Заявлено 21.02.87; Оpubл. 23.06.87, Бюл №23.

31. А.с. № 1344697 СССР, МКИз В 65 G 33/16. Спирально-винтовой конвейер. / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский и др. - № 4014329/27-03; Заявлено 31.01.86; Оpubл. 15.10.87, Бюл.№ 38.

32. А.с. № 1384253 СССР, МКИз А 01 D 33/08. Устройство для очистки, транспортировки и сортировки корнеклубнеплодов. /Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский и др.- № 4063005/25-27; Заявлено 28.04.86; Оpubл. 30.03.88, Бюл. № 12.

33. А.с. № 1451079 СССР, МКИз В 65 G 33/16, 33/26. Гибкий винтовой конвейер. / Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Рогатынский Р.М. и др.- № 4144350/27-03; Заявлено 03.11.86; Оpubл. 15.01.89, Бюл. № 2.

34. А.с. № 1532128 СССР, МКИз В 21 D 11/06. Устройство для навивки широкополосных спиралей. / Б.М. Гевко, Д.Л. Радык, Р.М. Рогатынский др.- № 4389353/31-27; Заявлено 09.03.88; Оpubл. 30.12.89, Бюл. № 48.

35. А.с. № 1558811 СССР, МКИз В 65 G 33/00. Винт винтового конвейера. / Б.М. Гевко, Д.Л.Радык, Р.М. Рогатынский и др.- № 4349638/27-03; Заявлено 29.10.87; Оpubл. 23.04.90, Бюл. № 15.

36. А.с. № 1563807 СССР, МКИз В 21 D 11.06. Устройство для непрерывной навивки спиралей шнеков. /Б.М. Гевко, М.И. Пилипец, Р.М. Рогатынский и др. - № 4386619/32-27; Заявлено 18.01.88; Оpubл. 15. 05.90, Бюл. № 18.

37. А.с. № 1610224 СССР, МКИз G 01 В 3/20. Устройство для измерения геометрических параметров спирали шнека. / Б.М.Гевко, Ю.Б.Капацिला, Р.М. Рогатынский и др.- № 4462683/25-28; Заявлено 18.07.88. Оpubл. 30.11.90, Бюл. № 44.

38. А.с. № 1611505 СССР, МКИз В 21 D 11/06. Способ изготовления спиралей шнеков и устройство для его осуществления. / О.Н.Шаблий, Б.М.Гевко, Р.М. Рогатынский и др.- № 4643357/31-27; Заявлено 10.11.88; Оpubл. 07.12.90, Бюл. № 45.

39. А.с. № 1645031 СССР, МКИз В 07 В 1/14. Способ сортировки корнеклубнеплодов и устройство для его осуществления. /Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский, Р.Б. Гевко,- № 4462622/03; Заявлено 18.07.88; Оpubл. 30.04.91, Бюл. № 16.

40. А.с. № 1645219 СССР, МКИз В 65 G 33/24. Гибкий винтовой конвейер. / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский - №4681372; Заявлено 20.02.89; Оpubл. 30.04.91, Бюл. № 16.

41. А.с. № 1665916 СССР, МКИз А 01 D 23/02. Ботвоуборочная машина. / Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М.

Рогатынский и др. - № 4681383/15; Заявлено 19.04.89; Опубл. 30.07.91, Бюл. № 28.

42. А.с. № 1710462 СССР, МКИз В 65 G 33/16. Гибкий винтовой конвейер. /Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский и др. - № 4791015/03; Заявлено 20.12.89; Опубл. 07.02.92, Бюл. № 5.

43. Патент № 1807971 СССР, МКИз В 65 G 33.00. Винтовой конвейер. / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатынский и др.- № 4948278/03; Заявлено 25.06.91; Опубл. 07.04.93, Бюл. № 13.

44. Патент № 520 Украина, МКВз А 01 D 23/02. Гичкозбиральна машина. /Гевко Р.Б., Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. і ін. - № 4681383/SU Заявлено 26.02.93; Опубл. 30.04.93, Бюл. № 1.

45. Заявка № 94041044 Украина, 5 В 02 С 18/20. Пристрій для подрібнення продуктів. /Б.М. Гевко, М.В. Бойко, Р.М.Рогатинський і ін.- Заявлено 25.03 93; Опубл. 28.12.94, Бюл. № 7-1.

## АННОТАЦИЯ

Рогатынский Р.М. Механико - технологические основы взаимодействия шнековых рабочих органов с сырьем сельскохозяйственного производства (На правах рукописи).

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальностям 05.20.01 - Механизация сельскохозяйственного производства и 05.05.05 - Подъемно-транспортные машины. Защита состоится в Национальном аграрном университете, 1997г., г. Киев.

В диссертационной работе приведены теоретические и экспериментальные исследования, позволившие создать унифицированную модель функционирования шнековых механизмов в технологических процессах с.-х. производства. Установлены аналитические зависимости для определения технико-экономических параметров с.-х. производств с использованием шнековых механизмов. Решены задачи алгоритмизированного расчета объемного взаимодействия тел в потоке, напряженно-деформированного состояния в подвижном материале, оптимизационные задачи нелинейного программирования. Разработаны новые технические решения по способам и устройствам обеспечения процессов сортировки, очистки, транспортировки с.-х. продукции, а также формообразования шнековых рабочих органов.

## ABSTRACT

Rogatskiy R.M. Mechanical - Technological Basis Cooperation  
Screw Working Organs With Resources of Agricultural Production.  
(By right of manuscript)

Thesis of competition academic degree of Doctor of Technical  
sciences on professions: 05.20.01 Mechanisation of Agricultural  
Production and 05.05.05 Lifting- transport Machines. Kyiv National  
Agrarian University, 1997.

In dissertation work theoretical and experimental researches  
were brought, permitting to create unified model of functioning  
screw mechanisms in technological processes of agricultural  
production. Analytical dependence for determin of technical-economic  
parameters of agricultural production with using screw mechanism  
were mounted. Tasks of algorithm computation of volumetrical  
cooperation bodies in production line, strained deformed position in  
mobile material, optimum tasks of unlined programming were  
decided. New technical tasks in the ways and mechanism of  
requirements of processes of separating, refinement, transportation of  
agricultural production were made and also moulding of screw  
working organs.

Ключові слова: шнекові робочі органи, с.-г. операції,  
транспортування, очищення, сортування, гвинтові транспортери,  
пошкодження с.-г. продукції, моделі взаємодії, оптимальне  
проекування.

