

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
« магістр »
бакалавр, магістр

на тему: «Удосконалення технології переміщення сипких
сільськогосподарських матеріалів спіральними-гвинтовими робочими
органами»

Виконав: здобувач вищої освіти за
освітньо-професійною програмою
Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
назва ОПП
спеціальності 133 Галузеве
машинобудування
код та найменування спеціальності
ступеня вищої освіти «магістр» групи 1
Василенко Віталій Олександрович
Прізвище та ініціали здобувача вищої освіти
Керівник: Сайчук В.О.
Прізвище та ініціали керівника
Рецензент: Шейченко В.О.
Прізвище та ініціали рецензента

ВСТУП

Актуальність теми. У сучасних умовах розвитку агропромислового комплексу України однією з важливих проблем є підвищення ефективності технологічних процесів транспортування та переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів – зерна, комбікормів, мінеральних добрив, насіння тощо. Значна частина енергетичних та матеріальних витрат у сільському господарстві припадає саме на операції транспортування продукції, що вимагає удосконалення технічних засобів і технологічних процесів.

Серед різних типів транспортних механізмів спірально-гвинтові робочі органи (шнеки, спіралі) займають важливе місце завдяки простоті конструкції, надійності в експлуатації, компактності та здатності працювати з різними видами сипких матеріалів. Проте існуючі конструкції часто мають недоліки – підвищене енергоспоживання, нерівномірність подачі матеріалу, інтенсивне зношування робочих поверхонь.

Тому удосконалення технології переміщення сипких матеріалів спірально-гвинтовими робочими органами є актуальним напрямом науково-технічних досліджень, спрямованим на підвищення продуктивності, енергоефективності та довговічності машин. Розробка та обґрунтування раціональних параметрів і режимів роботи таких механізмів сприятиме підвищенню ефективності агротехнологічних процесів і конкурентоспроможності вітчизняного сільськогосподарського виробництва.

Об'єкт дослідження. Технологічні процеси транспортування сипких продуктів тваринного та рослинного походження та засоби механізації для їх реалізації.

Предмет досліджень. Закономірності взаємодії спірально-гвинтових робочих органів транспортерів та матеріалу, що переміщується.

Мета роботи. Підвищення ефективності переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів за допомогою безстержневих спірально-

									Аркуш
									7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

гвинтових робочих органів шляхом розробки технології та технічних засобів, а також обґрунтування параметрів і режимів їх роботи.

Наукова новизна полягає в розробці технологій, теоретичному та експериментальному обґрунтуванні конструктивно-режимних параметрів сімейства безстержневих спірально-гвинтових установок для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Практична значущість: Розроблені безстержневі спіральні-гвинтові пристрої для переміщення сипких матеріалів дозволяють значно розширити сферу їх застосування в сільськогосподарському виробництві, а запропоновані методики їх розрахунку проектування та оптимізації параметрів – знизити витрати енергії, метало- та матеріаломісткість конструкцій.

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Класифікація і призначення машин для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів

Машини безперервного транспортування класифікують за типом тягового органу (стрічкові, скребкові, гвинтові, ланцюгові, елеватори), характером роботи (безперервна чи періодична дія), типом вантажу (насипні чи штучні) та конструктивними ознаками (горизонтальні, похилі, пересувні, стаціонарні тощо) [1].

Основні класифікаційні ознаки [2, 3]:

1. За наявністю тягового органу: - з тяговим органом: більшість конвеєрів (наприклад, стрічкові, пластинчасті, скребкові); - без тягового органу: переміщення вантажу відбувається іншим способом (наприклад, гвинтові (шнеки), гравітаційні, пневматичні та вібраційні транспортери).

2. За родом переміщуваного вантажу: - для штучних вантажів; - для насипних (сипучих) вантажів.

3. За принципом дії: - машини, що переміщують вантаж постійно (безперервно); - машини, що переміщують вантаж окремими порціями (характерно для машин періодичної дії, але деякі конвеєри можуть мати такий режим).

4. За напрямком переміщення вантажу: - горизонтальні; - похилі (під кутом); - вертикальні; - комбіновані (змінна напрямку).

5. За конструктивними особливостями (типом робочого/тягового органу): - стрічкові: використовують гнучку стрічку (гумову, тканинну) як тяговий та вантажонесучий елемент; - пластинчасті: використовують пластини, прикріплені до ланцюгів, для переміщення важких або гарячих вантажів; - скребкові: вантаж переміщується по нерухомому жолобу за допомогою скребоків, закріплених на тяговому ланцюзі; - ковшові (елеватори): для вертикального переміщення сипучих матеріалів у ковшах; - гвинтові (шнеки): переміщують вантаж за допомогою

									Аркуш
									9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

обертового гвинта всередині закритого кожуха; - пневматичні та гідравлічні: переміщують сипучі або рідкі вантажі потоком повітря чи рідини по трубопроводах.

6. За мобільністю: - стаціонарні; - пересувні (мобільні); - самохідні.

7. За призначенням: - вантажопідійомні; - транспортувальні; - вантажно-розвантажувальні.

Через велику різноманітність транспортуючих машин, вирішення однієї і тієї ж технологічної задачі можуть бути обрані різні типи машин. Основними критеріями вибору засобів механізації є задоволення комплексу технічних факторів (вимог) та техніко-економічна ефективність застосування машин, забезпечення надійності (безвідмовності); безпеки праці.

До одних із різновидів шнекових транспортерів відносяться спірально-гвинтові транспортери. За конструктивними ознаками спірально-гвинтові транспортери мають цілу низку варіантів виконання, часом спіральний гвинт виконує функцію та є робочим органом.

З механічних трубопровідних транспортерів найперспективнішими є спірально-гвинтові. Ланцюгові транспортери найбільш ефективні при вертикальному транспортуванні, шнекові – при горизонтальному. Спірально-гвинтові транспортери можуть транспортувати сипкі, напіврідкі та рідкі матеріали як у горизонтальному, вертикальному, і у просторовому напрямках. Можуть працювати як на малих, так і великих швидкостях [3].

У всіх транспортерах (механічних, рідинних, пневматичних) робочим органом є насос. Але конструктивно вони оформлені по-різному. Будь-який транспортер, що працює на великих швидкостях, завжди матиме найкращі техніко-економічні показники [4].

Тому дослідження та вдосконалення транспортерів з безстрижневими, спірально-гвинтовими робочими органами велике значення.

									Аркуш
									10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Одночасно з переміщенням матеріалу спіральний гвинтовий робочий орган може виконувати і цілу низку інших технологічних процесів (дозування, розподіл, нагрівання, перемішування, смикання, електризацію матеріалу).

Рисунок 1.1 – Класифікація безстержневих спіральних гвинтових транспортуючих пристроїв

Спіральний гвинтовий транспортер має ряд переваг: гнучкістю; відсутністю передавального механізму від двигуна до робочого органу; компактністю; універсальністю; відсутністю ударних навантажень; простотою виготовлення робочого органу (спіральний гвинт); простотою виготовлення та монтажу трубопроводів; низькою металоємністю; реверсивністю переміщення матеріалу;

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можливістю приводу робітника органу від будь-яких джерел енергії (електричного, гідравлічного, механічного, від опорних коліс (сільськогосподарських машин); можливістю встановлення спірально-гвинтового робочого органу на агрегатах як стаціонарного, і мобільного варіантів.

1.2 Огляд конструкцій спірально-гвинтових транспортерів та робочих органів

Гвинтові транспортери широко поширені сільському господарстві як самостійних машин і збудованих вузлів [4-6].

Шнеки застосовують для горизонтального, похилого та вертикального переміщення сипких, вологих, рідких та напіврідких вантажів. Їх відрізняє компактність та відсутність тягового органу.

Шнеки іноді використовують для технологічних операцій: протруювання зерна, змішування кормів, розкидання гною в мийних машинах та ін [8].

Принцип роботи гвинтового транспортера (рис. 1.2): матеріал подається у завантажувальний бункер, потрапляє на безваловий шнек, який обертається від мотор-редуктора, переміщує його вздовж жолоба. Під час транспортування здійснюється контроль рівня матеріалу та руху шнека за допомогою датчиків. При досягненні точки вивантаження матеріал виходить через розвантажувальний отвір, а відкатні ворота можуть регулювати інтенсивність потоку [2, 3, 6, 9, 10].

Рисунок 1.2 – Гвинтовий транспортер

									Аркуш
									12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Залежно від виду вантажу та призначення гвинт (рис. 1.3) буває: суцільний (рис. 1.3, а); стрічковий (рис. 1.3, б) – для транспортування великокускового і вантажів, що злипаються; його використовують для перемішування вантажів; лопатевий (рис. 1.3, в) – для вантажів, що сильно злипаються, і активного перемішування їх; фасований (рис. 1.3, г) – перемішування матеріалу, зменшення його ущільнення та забезпечення стабільного транспортування по всій довжині шнека; спіральний (рис. 1.3, д) – для криволінійного переміщення в гнучких шлангах; з перемінним кроком (рис. 1.3, е) – рівномірного переміщення матеріалу вздовж транспортера, зменшення зон застою та запобігання розшаруванню суміші.

Рисунок 1.3 – Види гвинтів.

а) суцільний; б) стрічковий; в) лопатевий; г) фасонний; д) спіральний; е) з перемінним кроком

Змішувачі з горизонтальним розташуванням стрічкового шнека (рис. 1.4) є найпоширенішими та найуживанішими серед виробників комбікормів [13, 14]. Вони виготовляються у двох варіантах: з одним однонаправленим шнеком (рис. 1.4, а) або з двома шнеками, що мають різноспрямовані навивки внутрішнього та зовнішнього гвинтів (рис. 1.4, б). Така конструкція забезпечує інтенсивне

									Аркуш
									13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

конвеєрам з розширеними технологічними можливостями, під якими в подальшому розумітимемо ГТТМ, відповідають 7 основних операцій (табл. 1.1): 1, 3, 4, 8, 12, 13, 14 [11].

Таблиця 1.1 – Основні функціональні операції реалізовані гвинтовими механізмами [11]

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

* Q – продуктивність; C – сукупні витрати; K_o – однорідність змішування; dQ/dt – точність; $F(m > m_{don})$ – втрати; K_D – ступінь очищення; $P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1})$ – належність до фракції; V – рівномірність; P – тиск, dl/dt – швидкість проходження; P_T – надійність фіксування; K_A – рівномірність

Таблиця 1.2 – Відповідність ГРО виконанню основних функціональних операцій [11]

2. ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СПІРАЛЬНО-ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРУ

2.1 Теорія вертикального спіральне-гвинтового транспортера

Розглянемо спрощену теорію роботи вертикального спіральне-гвинтового транспортера [15]. Для опису руху частинок сипкого матеріалу застосуємо елементарний підхід, у якому спіраль замінюється дротяним кільцем (рис. 2.1).

Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на частинку у вертикальному транспортері при обертанні кільця

При цьому приймаються певні допущення, що дозволяють спростити аналіз процесу:

Рух частинок матеріалу відбувається внаслідок дії сил тертя між матеріалом і зовнішнім кожухом, а також між самими частинками. Абсолютна кутова швидкість частинок є меншою за кутову швидкість обертового кільця, внаслідок чого виникає відносна швидкість частинок і, відповідно, їх переміщення по поверхні кільця.

Характер руху шарів матеріалу значною мірою залежить від співвідношення коефіцієнтів тертя матеріалу об кожух та між самими частинками.

									Аркуш
									17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

3. Для спрощення розгляду замінимо пружину обертовим кільцем, розташованим у вертикальному циліндричному кожусі транспортера (рис. 2.1).

Рівняння руху частинки на дротяному кільці, що обертається у циліндричній трубі, запишеться у вигляді:

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{m \cdot g \cdot f_1}{\cos \theta} - (m \cdot g \cdot \operatorname{tg} \theta + m \cdot \omega^2 \cdot x) \cdot f_2, \quad (2.1)$$

де v – абсолютна швидкість точки, м/с;

ω – кутова швидкість, с⁻¹;

x – відстань, м;

m – маса, кг;

f_2 – коефіцієнт тертя матеріалу об трубу;

f_1 – коефіцієнт тертя матеріалу об дротяне кільце.

Перетворимо рівняння (2.1) на вигляд:

$$\frac{d \cdot \omega}{f_2 \cdot \left(\frac{g \cdot f_1}{x \cdot f_2 \cdot \cos \theta} - \frac{g \cdot \operatorname{tg} \theta}{x} \right)} = dt. \quad (2.2)$$

Позначимо:

$$a_1^2 = \frac{g \cdot f_1}{x \cdot f_2 \cdot \cos \theta} - \frac{g \cdot \operatorname{tg} \theta}{x} = \frac{g}{x} \cdot \left(\frac{f_1}{f_2 \cdot \cos \theta} - \operatorname{tg} \theta \right).$$

Тоді:

$$\frac{d \cdot \omega}{f_1 \cdot (a_1^2 - \omega^2)} = dt.$$

Проінтегрувавши його, знайдемо загальне рішення у вигляді:

$$t = \frac{1}{2 \cdot a_1 \cdot f_1} \cdot [\ln(a_1 + \omega) - \ln(a_1 - \omega)] + c. \quad (2.3)$$

Значення постійної знайдемо з початкової умови при $t = 0$ і $\omega = 0$. Тоді, $c = 0$.

Приватне рішення знайдеться подальшим перетворенням:

$$\text{якщо } \ln \frac{a_1 - \omega}{a_1 + \omega} = -2 \cdot a_1 \cdot f_2 \cdot t, \quad \text{то } \omega = a_1 \cdot \frac{1 - e^{-2a_1 f_2 t}}{1 + e^{-2a_1 f_2 t}}. \quad (2.4)$$

$$\text{При } t \rightarrow \infty \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \cdot \omega = \lim_{t \rightarrow \infty} \cdot \left(a_1 \cdot \frac{1 - e^{-2a_1 f_2 t}}{1 + e^{-2a_1 f_2 t}} \right) = a_1 = \sqrt{\frac{g \cdot \left(\frac{f_1}{f_2 \cdot \cos s \theta} - tg \theta \right)}{x}} \quad (2.5)$$

Формула (2.5) дає величину кутової швидкості при встановленому режим руху.

Матеріальна точка досягне швидкості a_1 , якщо $\omega_k > a_1$, де ω_k – кутова швидкість обертання кільця; якщо $\omega_k < a_1$, то гранична швидкість частини буде $\omega = \omega_k$.

Значення ω_k / a_1 в $2a_1 f_2 t$ залежно від наведені у таблиці 2.1

$2a_1 f_2 t$	1	2	3	4
ω_k / a_1	0,46	0,76	0,9	0,97

Видно, що за значення $2a_1 f_2 t = 4$ кутова швидкість частки $\omega = 0,97 a_1$, що трохи відрізняється від граничної швидкості.

Таким чином, практично $t = \frac{4}{2a_1 \cdot f_2} = \frac{2}{a_1 \cdot f_2}$. Швидкість точки досягнення газ своєї межі a_1 , після чого настає режим руху:

$$t = \frac{2}{f_2 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \left(\frac{f_1}{f_2 \cdot \cos} - tg \theta \right)}{x}}} = \frac{2}{\sqrt{\frac{g \cdot \left(\frac{f_2 \cdot f_1}{f_2 \cdot \cos} - f_2^2 \cdot tg \theta \right)}{x}}} \quad (2.6)$$

Підставляючи, наприклад, значення коефіцієнтів тертя $f_1 = f_2 = 0,2$ і діаметр кільця = 50 мм, отримаємо $t_{\max} = \frac{2 \cdot \sqrt{0,25}}{\sqrt{9 \cdot 0,2 \cdot 0,2}} \approx 1$ с.

З аналізу отриманих залежностей випливає:

1. Установлений режим руху частинки настає за дуже короткий проміжок часу.
2. Із формули (2.5) видно, що чим менша відстань частинки від центра кільця, тим більша її кутова швидкість.

3. Елементарний підхід до опису руху частинки на обертовому дротяному кільці в циліндричній трубі дає змогу в першому наближенні оцінити вплив різних параметрів на процес руху частинки у вертикальному транспортері.

2.2 Теорія похилих спіральних гвинтових транспортерів у циліндричній системі координат

Для розрахунку та проектування похилих спіральних-гвинтових транспортерів необхідно мати дані про характер функціональних зв'язків між їхніми параметрами та кінематичними елементами руху транспортованого матеріалу й окремих його частинок. Такий зв'язок було встановлено лише для випадку, коли частинка транспортованого матеріалу зберігає усталений характер руху, тобто переміщується трубою транспортера в аксіальному напрямку. Проте цей випадок є окремим. Значно ширше застосування мають спіральні-гвинтові транспортери, у яких переміщення частинок матеріалу відбувається не лише в аксіальному, а й у перпендикулярному до нього напрямку, тобто частинка здійснює рух по кривої лінійній траєкторії на внутрішній поверхні труби транспортера [15].

Для такого випадку визначені зв'язки встановлені лише у самій загальній математичній формі, і через це не знайшли застосування для інженерних розрахунків спіральних-гвинтових транспортерів. Тому виникає необхідність у тому, щоб такі зв'язки були встановлені в розкритому вигляді, придатному для практичного використання даного типу спіральних-гвинтового транспортера.

Припустимо, що є нахилений до горизонту під кутом δ спіральний-гвинтовий транспортер, що складається зі спірального гвинта з утворюючими, перпендикулярними до осі спірального гвинта та труби. При цьому вважатимемо, що труба нерухома, а спіральний гвинт обертається біля своєї осі з постійною кутовою швидкістю. Якщо в початковий момент часу частка матеріалу знаходиться в нижній точці труби, то через деякий відрізок часу вона виявиться затягнутою вгору силою тертя, що виникає між часткою і поверхнею спірального гвинта,

									Аркуш
									20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

переміщаючись поверхнею труби, як в аксіальному, так і перпендикулярному до нього напрямках, здійснюючи криволінійний характер руху (рис. 2.2).

Рисунок 2.2 – Схема прикладених сил до частки в похилому спіральном-гвинтовому транспортері

Прикладеними до частки силами будуть:

$G = mg$ – сила тяжіння;

N_2 – нормальна реакція поверхні труби транспортера;

N_1 – нормальна реакція поверхні дротяного витка спірального гвинта;

$f_2 N_2$ – сила тертя частки про поверхню труби;

$f_1 N_1$ – сила тертя частки про поверхню дротяного витка спірального гвинта.

Напрямок сил за винятком сили тертя частинки об поверхню труби є заданими.

Причому внаслідок того, що утворюють спірального гвинта перпендикулярні до його осі, реакція N_1 , і сила тертя $f_1 N_1$ у всіх точках руху лежатимуть у площинах, показаних на рис. 2.3 та 2.4.

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.4 – Розкладання нормальної реакції поверхні зротяного
в'итка спірального гвинта в площині $Oz\phi$

Віднесемо частоту матеріалу, що рухається, до циліндричних осей координат r, ϕ, z прикивши ліву систему відліку. Тоді диференціальні рівняння руху частки в проєкціях на осі координат можна написати так (за умови, $N_2 > 0$)

$$\begin{cases} m(\ddot{r} - r\dot{\phi}^2) = mg \cos \gamma - N_2 + N_1 \sin \alpha \\ m(2\dot{r}\dot{\phi} + r\ddot{\phi}) = N_1 \sin \alpha \cos \theta + f_1 N_1 \cos \alpha - mg \sin \gamma \cos \lambda - f_2 N_2 \frac{r\dot{\phi}}{\sqrt{z^2 + r^2\dot{\phi}^2}}, \\ m\ddot{z} = N_1 \cos \alpha \cos \theta - f_1 N_1 \sin \alpha - mg \sin \lambda - f_2 N_2 \frac{\dot{z}}{\sqrt{z^2 + r^2\dot{\phi}^2}} \end{cases} \quad (2.8)$$

де $\alpha = const$ – кут нахилу гвинткової лінії спірального гвинта до площини поперечного перерізу спірального гвинта;

γ – кут найбільшого нахилу площини дотичної до твірної труби, що проходить через точку, що рухається;

λ – кут між напрямом складової сили тяжіння по лінії найбільшого нахилу та напрямком осі z .

Але, як відомо:

$$\begin{cases} \cos \gamma = \cos \delta \cdot \cos \varphi \\ \sin \gamma = \sqrt{1 - \cos^2 \delta \cdot \cos^2 \varphi} \end{cases} \quad (2.9)$$

де δ – кут нахилу утворює труби транспортера до горизонту,
 φ – кут затягування частинки по поверхні труби в напрямку перпендикулярному до осі спірального гвинта.

Крім того, з рис. 2.4 видно, що:

$$\begin{cases} \sin \lambda = \frac{\sin \delta}{\sin \gamma} = \frac{\sin \delta}{\sqrt{1 - \cos^2 \delta \cdot \cos^2 \varphi}} \\ \cos \lambda = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \delta}{\sin^2 \gamma}} = \frac{\cos \delta \cdot \sin \delta}{\sqrt{1 - \cos^2 \delta \cdot \cos^2 \varphi}} \end{cases} \quad (2.10)$$

Зваживши тепер, що $r = r_0 = const$, $\dot{r} = \ddot{r} = 0$, і підставивши в рівняння (2.8) значення (2.9) та (2.10), отримуємо:

$$\begin{cases} mr_0 \ddot{\varphi} = N_1 \sin \alpha \cos \delta + f_1 N_1 \cos \lambda - mg \cos \delta \sin \varphi - f_2 N_2 \frac{r_0 \dot{\varphi}}{\sqrt{\dot{z}^2 + r^2 \dot{\varphi}^2}} \\ -mr_0 \dot{\varphi}^2 = mg \cos \delta \cos \alpha - N_2 + N_1 \sin \theta \\ m\ddot{z} = N_1 \cos \alpha - k_1 N_1 \sin \varphi - mg \sin \delta - f_2 N_2 \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{z}^2 + r_0^2 \dot{\varphi}^2}} \end{cases} \quad (2.11)$$

При затягуванні частки по трубі в площині, перпендикулярній до її осі, тобто до осі транспортера, вона здійснює відносне кутове переміщення у тій площині на кут $(\omega \cdot t - \varphi)$ (рис. 2.5).

Рисунок 2.5 – Схема переміщення частинки по розгортку гвинтової лінії

На рис. 2.5 АВ дорівнює довжині шляху ковзання частки по поверхні витка спірального гвинта, а ВС – довжині шляху перенесення частки самою пружиною.

Тому переміщення, швидкість та прискорення частки в аксіальному напрямку можна виразити як:

$$\begin{cases} z = r_0(\omega \cdot t - \varphi) \operatorname{tg} \alpha \\ \dot{z} = r_0(\omega - \dot{\varphi}) \operatorname{tg} \alpha \\ \ddot{z} = -r_0 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \operatorname{tg} \alpha \end{cases} \quad (2.12)$$

Отримані диференціальні рівняння описують рух частинки матеріалу по поверхні труби спірально-гвинтового транспортера.

Рішення отриманих рівнянь за допомогою загальновідомих аналітичних методів не є можливим, тому вирішення їх проводилося чисельними методами з допомогою ЕОМ. Програми розрахунків із використанням пакету MathCad 2001 наведено у додатку.

Підставивши отримані функції від часу величини і перше і друге рівняння (2.12), можна знайти необхідні для цілей розрахунку та проектування спірально-гвинтового транспортера виразу, що визначають переміщення і швидкість частинки, що транспортується в залежності від конструктивних параметрів транспортера. Для вирішення отриманих рівнянь вибиралися початкові умови руху частинки і що входять у рівняння постійні. Оскільки числові значення постійних у кожному даному випадку різні, то й кожна приватна задача вимагає окремого рішення.

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ СПІРАЛЬНО-ГВИНТОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

3.1 Програма досліджень

Програма досліджень включала такі питання:

- вивчення кінематики руху матеріалу, що переміщується гвинтовою поверхнею пружини, швидкості осьового руху, тиску в кожусі, створюваного робочим органом під час транспортування сипких матеріалів;
- встановлення в лабораторних умовах впливу конструктивних та режимних параметрів спірально-гвинтового пристрою відкритого типу його подання;
- встановлення впливу фізико-механічних властивостей сипучого, рідкого та напіврідкого матеріалу на подачу спірально-гвинтового пристрої;
- визначення енергетичних показників роботи спірально-гвинтового пристрою відкритого типу при переміщенні матеріалу з різними фізико-механічними властивостями.

3.2 Експериментальна установка

Відповідно до програми досліджень та з урахуванням основних показників транспортуючих пристроїв, що використовуються у технологічних процесах рослинництва та тваринництва, пов'язаних з переміщенням сипких, рідких та напіврідких матеріалів, були сконструйовані та виготовлені:

- експериментальна лабораторна установка, що дозволяє здійснити візуальні спостереження через прозорий (скляний) кожух внутрішнім діаметром 38 та 55 мм за процесом переміщення різних сипких, рідких та напіврідких сільськогосподарських матеріалів.

										Аркуш
										26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ					

1 – бункер; 2 – спіральні-гвинтові робочі органи; 3 – перезавантажувальний бункер; 4 – приводні пристрої; 5 – засувка, що регулює довжину забірної вікна

Рисунок 3.1 – Принципова схема лабораторної установки для дослідження впливу маркану на подачу сипких матеріалів

Установка (рис. 3.1) складається з 1 завантажувального перевантажувального 3 бункерів з прозорими стінками, завантажувального вікна та засувки 5, пружини 2, поміщених у прозорий кожух перевантажувального пружинного транспортера.

Частоту обертання пружин змінювали плавно в межах 50...3500 хв⁻¹ за допомогою двигунів 4.

При розробці спіральні-гвинтового пристрою відкритого типу (транспортера) необхідно визначити основні конструктивні та режимні параметри та їх вплив на подачу пристрою та енергетичні.

Показники. Крім того, необхідно визначити взаємозв'язок між подачею та фізико-механічними властивостями свиначого гною. З цією метою було створено експериментальну установку (рис. 3.2, 3.3). Параметри встановлення:

- довжина транспортування 0,6 м; 1,6 м; 13,6 м;
- частота обертання варіювалася від 39 до 800 об/хв;

									Аркуш
									27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

- радіус спірально-гвинтового робочого органу (15 мм, 17 мм, 19 мм, 22 мм), крок гвинтової лінії робочого органу (30 мм, 35 мм, 40 мм, 45 мм) та діаметр дроту (4 мм, 8 мм) варіювалися шляхом заміни одного робочого органу на інший.

Рисунок 3.2 – Експериментальне встановлення довжиною 13,6 м

Крім того, проводився вимір спожитої потужності. При довжині транспортера 13,6 м через 1...1,4 м встановлювалися заспокійники (металеві смужки шириною 2...3 см), що притискають спірально-гвинтовий робочий орган до жолоба. Основними факторами, що впливають на подачу пристрою є: частота обертання n , мін^{-1} ; радіус робочого органу R , м; діаметр дроту робочого органу δ , м; крок гвинтової лінії робочого органу s , м; фізико-механічні властивості ґною τ_y , Н/м^2 ; наявність активної зони; довжина оголожі.

1 – тахометр ТСЧ-1; 2 – завантажувальний бункер; 3 – пружина; 4 – жолоб; 5 – амперметр; 6 – вольтметр; 7 – привід; 8 – приймальна ємність

Рисунок 3.3 – Схема лабораторної установки

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміна частоти обертання здійснювалася шляхом зміни напруги живлення (при довжині транспортування 0,6 м і 1,6 м) або передавального числа приводу (довжина транспортування 136 м).

Щоб оцінити вплив нерівномірності завантаження транспортера (довжини паркану) та висоти активного шару на подачу, було створено лабораторну установку довжиною 0,6 м із завантажувальним бункером.

3.3 Методика визначення енергетичних показників спірально-гвинтового транспортера

Для визначення оптимального режиму роботи пристрою (транспортера) необхідно враховувати енергетичні витрати для кожного режиму, що вивчається. З цією метою проводяться дослідження щодо визначення питомих енерговитрат.

Привід лабораторної установки довжиною 0,6 м та 1,6 м здійснювався від колекторного електродвигуна, номінальною потужністю 500 Вт. У даному випадку частота обертання робочого органу регулюється шляхом зміни величини живильної постійної напруги. Під час проведення експерименту паралельно вимірюються величина напруги живлення U і сила струму в ланцюгу приводу I при різних фізико-механічних параметрах свинячого гною і різних частотах обертання.

Привід лабораторної установки довжиною 13,6 м здійснювався асинхронним трифазним двигуном з номінальною частотою обертання 1450 хв^{-1} .

Частота обертання робочого органу змінюється шляхом зміни коефіцієнта передачі ремінного приводу.

Для отримання об'єктивних значень енерговитрат необхідно враховувати коефіцієнт корисної дії приводу. З цією метою визначається споживана приводом потужність при від'єднаному спірально-гвинтовому робочому органі різних частотах обертання. На підставі отриманих даних розраховуються енергетичні

									Аркуш
									29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

витрати на переміщення свинячої рідини з різними фізико-механічними властивостями та питомі енерговитрати. Питомі енерговитрати визначають, виходячи з потрібної потужності на транспортування свинячого гною (загальна споживана потужність за вирахуванням потужності, що споживається приводом у даному режимі) та подачі транспортера.

$$N_y = \frac{P_o - P_{np}}{Q}, \quad (3.1)$$

де N_y – питомі енерговитрати, Вт·ч/кг;

P_o – загальна споживана потужність, Вт;

P_{np} – потужність, що споживається приводом, Вт;

Q – подача транспортера, кг/год.

З метою скорочення витрат праці проведення експерименту використовуємо метод оптимального планування експерименту [15-17].

Метод повного факторного експерименту дає можливість отримати математичний опис досліджуваного процесу деякої локальної області факторного простору, що лежить в околиці об'єкту.

Загальна кількість дослідів у повному трифакторному експерименті [15-17]

$$N = 2^n + 2 \cdot n + n_0, \quad (3.2)$$

де n – кількість факторів; n_0 – кількість точок у центрі експерименту.

Усі фактори в ході повного факторного експерименту варіюють на двох рівнях, що відповідають значенням кодованих «+1» та «-1». Таким чином, виходить система дослідів, що містить усі можливі комбінації рівнів варіювання факторів. Функція відгуку в локальній області факторного простору з достатньою точністю описує ряд Тейлора. За функцію відгуку прийнято питомі енерговитрати, що визначаються за формулою:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.3)$$

де Y – функція відгуку;

b_i, b_{ij} – коефіцієнти регресії, що показують ступінь впливу факторів;

									Аркуш
									30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

x_i, x_{ij} – безрозмірні величини, що представляють кодовані значення факторів;

i, j – номери факторів.

Чинники, що впливають на питомі енерговитрати:

- частота обертання робочого органу, хв^{-1} - кодоване значення X_1 ;

- гранична напруга зсуву, Па - X_2 ;

- радіус робочого органу, м - X_3 .

Межі зміни кожного фактору:

- частота обертання – 300; 450; 600 хв^{-1} ;

- гранична напруга зсуву – 20; 35; 50 Па;

- радіус робочого органу – 0,015; 0,019; 0,023 м.

Для здійснення експерименту складено матрицю планування експеримент другого порядку (табл. 3.1).

Кодовані значення факторів, що входять у матрицю планування і є основою рівняння регресії [11, 17], отримані за формою де кодування:

$$X_i = (X_i - X_{0i}) / \Delta X_i,$$

де X_i – безрозмірна величина, що коливається від «-1» (нижній рівень) до «+1» (верхній рівень), X_i – натуральне значення фактора;

X_{0i} – натуральне значення чинника здебільшого;

ΔX_i – інтервал варіювання.

Крім того,

$$\Delta X_i = (X_i^B - X_i^H) / 2, \quad (3.4)$$

де X_i^B, X_i^H – натуральні значення фактора відповідно на верхньому та нижньому рівнях.

У табл. 3.4 наведено по стовпцях номери дослідів, дійсні та кодовані значення факторів

Для кожної серії паралельних дослідів обчислимо середнє арифметичне значення функції відгуку:

$$Y_{cpj} = \frac{1}{K} \sum_{N=1}^R Y_{JN}, (J = 1, 2, 3 \dots N), \quad (3.5)$$

де K – число паралельних дослідів за однакових умов (у нашому випадку $K = 3$);

N – кількість дослідів з прийнятої матриці планування експерименту.

Потім обчислимо оцінку дисперсії (середньоквадратичне відхилення) для кожної серії паралельних дослідів:

$$S_J^2 = \frac{1}{K-1} \sum_{N=1}^k (Y_{JN} - Y_{CPJ})^2. \quad (3.6)$$

Таблиця 3.4 – Матриця планування експерименту з дослідження питомих енерговитрат

Система дослідів	№ дослідів	Фактори						Функція Y_{cpj}
		X_1	X_2	X_3	$X_1, \text{ хв}^{-1}$	$X_2, \text{ Па}$	$X_3, \text{ м}$	
Повний факторний експеримент	1	-1	-1	1	300	20	0,015	Y_{CP1}
	2	1	1	-1	600	20	0,015	Y_{CP2}
	3	-1	1	-1	300	50	0,015	Y_{CP3}
	4	-1	-1	1	300	15	0,023	Y_{CP4}
	5	1	1	-1	600	50	0,015	Y_{CP5}
	6	-1	1	1	300	50	0,023	Y_{CP6}
	7	1	-1	1	600	20	0,023	Y_{CP7}
	8	1	1	1	600	50	0,023	Y_{CP8}
Досліди в центрі плану	9	-1	0	0	300	35	0,019	Y_{CP9}
	10	1	0	0	600	35	0,019	Y_{CP10}
	11	0	-1	0	450	20	0,019	Y_{CP11}
	12	0	1	0	450	50	0,019	Y_{CP12}
	13	0	0	-1	450	35	0,015	Y_{CP13}
	14	0	0	1	450	35	0,023	Y_{CP14}
	15	0	0	0	450	35	0,019	Y_{CP15}

Для перевірки відтворюваності дослідів знайдемо відношення найбільшої оцінки дисперсії до суми оцінок дисперсій для повнофакторного експерименту ($N = 8$), яке називається розрахунковим значенням критерію Кохрена:

$$G_p = \frac{\max S_J^2}{\sum_{J=1}^k S_J^2}. \quad (3.7)$$

Величину G_p порівнюємо з табличним значенням критерію Кохрена G , яка залежить від загальної кількості оцінок дисперсії, числа ступенів свободи $f = k - 1$ та довірчої ймовірності P (приймемо $P = 0,95$).

Відповідно до [1] $G = 0,516$.

Так, якщо умова $G_p < G$ виконується, то досліди вважатимемо відтворюваними, а оцінки дисперсій однорідними.

Оцінку дисперсії відтворюваності (помилки досвіду) отримаємо з формули

$$S_J^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2. \quad (3.8)$$

Отримані в результаті дослідів дані дозволять розрахувати коефіцієнти регресії за такими формулами [2]:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{J=1}^N Y_J, \quad b_1 = \frac{1}{N} \sum_{J=1}^N X_{J1} Y_J, \quad b_{lm} = \frac{1}{N} \sum_{J=1}^N X_{Jl} X_{Jm} Y_J, \quad \text{де } l \neq m, \quad (3.9)$$

та виявити їх вплив на питомі енергетрати.

3.4 Методика проведення виробничих випробувань

Випробування спірального-гвинтового пристрою відкритого типу проводилося у виробничих умовах фермерського господарства «Гарант».

Установка представляла спіральний-гвинтовий робочий орган, покладений у поздовжній гнійовий канал, заповнений рідким свинячим гноем. На підставі теоретичних та експериментальних досліджень було встановлено:

- найменшими питомими енерговитратами при потрібній подачі 2...2,5 т/год є пристрій з діаметром робочого органу 45 мм, діаметром дроту робочого органу 8 мм при частоті обертання 400...450 хв⁻¹.

Тому для виробничих випробувань були обрані наступні параметри установки:

- частота обертання 420 хв⁻¹;
- довжина транспортування 32 м;
- радіус робочого органу 0,045 м;
- крок гвинтової лінії 0,045 м;
- діаметр дроту 0,008 м.

За допомогою ватметра (клас точності 1) вимірювалася споживана потужність транспортера та потужність приводу для оцінки питомого енергоспоживання. Проводилася кількісна оцінка фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу та подачі транспортера.

3.5 Методика визначення помилки

Для визначення необхідного числа повторних вимірювань необхідно задати надійність P та величину ймовірної помилки r . Надійність $P = 0,95$ та величина ймовірної помилки $r = 3s$ є достатніми [18]. Тоді відповідно до розподілу Стюдента кількість повторів досвіду 4 ... 5 [18]. Вибирається 5 повторів досвіду. Обробка результату експерименту проводиться статистичними методами. Для кожної серії повторних дослідів обчислюється середнє арифметичне значення виміряної величини:

$$Y_{cpi} = \frac{1}{K} \sum_{N=1}^K Y_{JN}, \quad (3.10)$$
$$J = 1, 2, 3 \dots N,$$

де K – кількість повторних дослідів, проведених у однакових умовах (у разі $K = 5$).

									Аркуш
									34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Потім обчислюється оцінка дисперсії (середньоквадратичне відхилення) кожної серії повторних дослідів:

$$S_J^2 = \frac{1}{K-1} \sum_{N=1}^K (Y_{JN} - Y_{cpj})^2. \quad (3.11)$$

Обчислюється значення відносної помилки виміру:

$$\gamma = \frac{r}{Y_{cpj}}, \quad (3.12)$$

і порівнюється з помилкою методу, обчислену, як похибка зміни даної величини (див. нижче). У тому випадку, якщо помилка виміру більше похибки методу, то досліді повторюються до отримання помилки виміру, меншої помилки методу.

Для знаходження функціональних зв'язків дані дослідів використовувалися у вигляді таблиць, графіків та діаграм. При побудові графіків застосовувався метод отримання «найкращої» прямої, сутність якого полягає в тому, що визначається «центр тяжіння» та середня нульова точка, якими проводиться «найкраща» пряма [9].

Похибка в значення подачі тракторера

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \pm \left[\frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta t}{t} \right], \quad (3.13)$$

де $\frac{\Delta Q}{Q}$ – похибка вимірювання подачі;

$\frac{\Delta t}{t}$ – похибка вимірювання часу, що дорівнює 0,5...0,7%;

$\frac{\Delta m}{m}$ – похибка вимірювання маси, дорівнює 0,5...1%.

Похибка визначення подачі становить +1... 1,7 %,

Похибка визначення граничної напруги зсуву визначається як

$$\frac{\Delta \tau_y}{\tau_y} = \pm \left[\frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta g}{g} \right], \quad (3.14)$$

де $\frac{\Delta\tau_y}{\tau_y}$ – похибка визначення граничної напруги;

$\frac{\Delta\rho}{\rho}$ – похибка визначення густини свинячої жижи (0,8... 1%);

$\frac{\Delta d}{d}$ – похибка визначення діаметра (0,3...1%);

$\frac{\Delta g}{g}$ – похибка завдання прискорення вільного падіння (0,05...0,1%);

Похибка визначення граничної напруги зсуву складала $\pm 1,15...2,1\%$.

Похибка визначення явної динамічної в'язкості:

$$\frac{\Delta\eta'}{\eta'} = \pm \left[2\frac{\Delta R}{R} + \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta t}{t} + \frac{\Delta g}{g} + \frac{\Delta k}{k} \right], \quad (3.15)$$

де $\frac{\Delta k}{R}$ – похибка визначення радіуса трубки (0,5...0,7%);

$\frac{\Delta\rho}{\rho}$ – похибка визначення густини свинячої жижи (0,1...0,2%);

$\frac{\Delta t}{t}$ – похибка визначення часу витікання свинячої жижи (0,5...0,7%);

$\frac{\Delta h}{h}$ – похибка визначення довжини трубки (0,2...0,3%).

Похибка визначення динамічної в'язкості, що здається, становить $\pm 1,85...2\%$.

Похибка визначення динамічної в'язкості:

$$\frac{\Delta\eta'}{\eta'} = \pm \left[\frac{\Delta\eta}{\eta} + \frac{\Delta\tau_y}{\tau_y} + \frac{\Delta R}{R} + \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta g}{g} \right], \quad (3.16)$$

становитиме 4,35... 5,9%.

Похибка визначення споживаної потужності:

$$\frac{\Delta P}{P} = \pm \left[\frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I} \right], \quad (3.17)$$

де $\frac{\Delta U}{U}$ – похибка визначення напруги (0,5...1%);

$\frac{\Delta I}{I}$ – похибка визначення струму (0,5...1%).

Похибка визначення споживаної потужності становитиме 1...2%.

Похибка визначення питомої потужності:

$$\frac{\Delta N_y}{N_y} = \pm \left[\frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta Q}{Q} \right], \quad (3.18)$$

становитиме 2... 3,7%.

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ЛАБОРАТОРНИХ ТА ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ

4.1. Переміщення зерна і сипучих кормів

Аналіз теоретичних досліджень показує, що раціональним способом підвищення подачі транспортуючих пристроїв спіраль-но-гвинтовими робочими органами є збільшення частоти обертання пружини. Однак збільшення подачі зі зростанням частоти обертання робочої пружини відбувається лише до певного моменту, після якого подача падає (рис. 4.1). Максимум подачі при горизонтальному розташуванні робочого органу, наприклад, при переміщенні пшениці при довжині завантажувального вікна $b = 1,0s$ спостерігається при частоті обертання пружини 1350 хв^{-1} (діаметр кожуха кормороздавача 38 мм), а при $b = 1,4s$ максимальна подача досягається при частоті обертання 1500 хв^{-1} (рис. 4.1).

Позначення: $Q_1 - x = 0,2$; $Q_2 - x = 1,0$; $Q_3 - x = 1,0$; $Q_4 - x = 1,4$; $Q_5 - x = 1,8$;
 $q - x = 0,2$ – експериментальні значення

Рисунок 4.1 – Залежність подачі спіраль-но-гвинтового транспортера Q від частоти обертання спірального гвинта n за різних відносин $x = b/s$

									Аркуш
									38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

При зменшенні відношення кроку пружини до його діаметра максимум подачі зміщується у бік збільшення частоти обертання пружини. Так, для кормороздавального пристрою з діаметром кожуха 35 мм і $b = 1,8s$ максимальна подача досягається при частоті обертання 1700 хв^{-1} (рис. 4.1).

Використовуючи результати експериментальних досліджень, знайдемо числові значення невідомих коефіцієнтів:

$$b = 0,2 \cdot s \Rightarrow Q = 0,00175 \cdot n \cdot e^{-0,00135n},$$

$$b = 0,6 \cdot s \Rightarrow Q = 0,00215 \cdot n \cdot e^{-0,001n},$$

$$b = 1,0 \cdot s \Rightarrow Q = 0,00225 \cdot n \cdot e^{-0,00725n},$$

$$b = 1,4 \cdot s \Rightarrow Q = 0,00235 \cdot n \cdot e^{-0,00665n},$$

$$b = 1,8 \cdot s \Rightarrow Q = 0,00235 \cdot n \cdot e^{-0,00575n}.$$

На рис. 4.1 представлені графіки цих функцій для різних $x = b/s$.

При зменшенні відношення довжини вікна до кроку пружини максимум подачі зміщується у бік зменшення частоти обертання пружини. Якщо зі збільшенням частоти обертання пружини подача збільшується, то забірна здатність завантажувальної частини одночасно падає, і тим самим більше, ніж більша частота обертання. Припинення зростання подачі транспортуючих пристроїв з пружинними робочими органами подальшим підвищенням частоти обертання пов'язано зі зниженням коефіцієнта подачі, який пов'язаний зі зменшенням коефіцієнта наповнення та коефіцієнта відставання осьової швидкості переміщення матеріалу від осьової швидкості руху гвинтової поверхні пружини.

На рис. 4.2 наведено зміну коефіцієнта в теоретичної залежності (4.1) для подачі $Q(n)$ при зміні відносної довжини вікна в забірній частині від 0,2 до $0,2 \cdot s$.

Цю залежність можна отримати у вигляді:

$$\alpha = 0,0005 + 0,0012e^{-1,6x}.$$

Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта a від відношення $x = b/s$

Взаємозв'язок конструктивних та режимних параметрів для пружини із зовнішнім діаметром 22 мм та кроком гвинтової лінії 40 мм, діаметром кожуха 35 мм, діаметром дроту 5 мм, $x = b/s = 2,1$, наведено рис. 4.3.

Рисунок 4.3 – Зміна подачі Q , коефіцієнтів наповнення k_F та відставання k_v , залежно від частоти обертання пружини при довжині вікна $b = 2,1s$ переміщення матеріал – пшениця

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо зі збільшенням частоти обертання пружини подача збільшиться, то забірна здатність завантажувальної частини падає одночасно, і тим більше, чим більша частота обертання. Якщо, наприклад, за $b = 0,2s$ максимальна подача досягається при частоті обертання $n = 700 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 4.1), то при $b = 1,4s$ подача продовжує підвищуватися до $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 4.1).

Максимум подачі зі збільшенням довжини завантажувального вікна у пружин зі змінними діаметрами та кроками досягається при менших значеннях частоти обертання (рис. 4.2).

Спостерігається вплив на подачі круглих форм завантажувальних отворів. Зменшення кількості завантажувальних отворів вікон веде до різкого зниження подачі.

Причиною зростання подачі транспортуючих пристроїв із пружинними робочими органами з підвищенням частоти обертання пов'язане з зниженням коефіцієнта подачі. Збільшення частоти обертання пружини до 2000 хв^{-1} призводить до зниження коефіцієнта подачі від $0,25$ при $b = 1,6s$ до $0,05$ при $b = 0,2s$ (див. таблиці у додатку).

Зменшення величини коефіцієнта подачі пов'язане із зменшенням коефіцієнта наповнення (рис. 4.4...4.7) та коефіцієнта відставання осьової швидкості переміщення матеріалу від осьової швидкості руху гвинтової поверхні пружини.

Характер зміни осьових швидкостей руху гвинтової поверхні пружини і матеріалу, що переміщується, показаний на рис. 4.4...4.7.

Результати експериментальних досліджень щодо встановлення залежностей конструктивних та режимних параметрів компоновання завантажувальної частини, матеріалів кожуха наведено у додатках та на рис. 4.1...4.8.

Експериментальними дослідженнями пружинно-транспортуючих робочих органів встановлено, що при переміщенні пшениці подача (рис. 4.1...4.2) збільшується пропорційно до частоти обертання пружини до $1000...1500 \text{ хв}^{-1}$.

									Аркуш
									41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

$$k_F = 0,1 + 0,88 \cdot e^{-0,034\omega^2}$$

$$b/s=0,2$$

Рисунок 4.4 – Характер зміни осьових швидкостей руху гвинтової поверхні пружини і матеріалу

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_F = 0,8 \cdot e^{-0,01\omega^2}$$

$$b/s=0,6$$

Рисунок 4.5 – Характер зміни осьових швидкостей руху гвинтової поверхні пружини і матеріалу

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_F = 0,8 \cdot e^{-0,0072\omega^2}$$

$$b/s=1,0$$

Рисунок 4.6 – Характер зміни осьових швидкостей руху гвинтової поверхні пружини і матеріалу

Частота обертання пружини, що відповідає максимальній подачі, залежить від ступеня відкриття завантажувального вікна кожуха (довжина вікна по відношенню до кроку пружини). Це пояснюється тим, що від забірної здатності пружини залежить ступінь наповнення кожуха матеріалом і, відповідно, осьове

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відставання матеріалу, що переміщається від осьової швидкості гвинтової верхівки (рис. 4.8).

Позначення: $KF1 - x = 0,2$, $KF2 - x = 0,5$, $KF3 - x = 1,0$, $KF4 - x = 1,4$,
 $KF5 - x = 1,8$

Рисунок 4.7 – Залежність коефіцієнтів наповнення k_F від частоти обертання пружини при різних відносинах $x = b/s$

Рисунок 4.8 – Залежність коефіцієнтів наповнення k_F і відставання k_v частоти обертання пружини при довжині вікна $b = 0,2s$ від

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для транспортера із зовнішнім діаметром 31 мм та кроком гвинтової лінії 32 мм, діаметром кожуха 35 мм, діаметром дроту 3 мм та $x = b/s = 3,42$ зміни подачі Q , коефіцієнтів наповнення k_F і відставання k_{\dots} залежно від частоти обертання пружини наведено рис. 4.9.

Експериментально встановлено, що подача пружинно-транспортуючого робочого органу змінюється при зміні частоти обертання пружини і довжини завантажувального вікна кожуха в будь-яких, технологічно необхідних межах (рис. 4.9), що дозволяє виконувати їх як дозатори кормів та інших сипких матеріалів.

Для транспортера із зовнішнім діаметром 40 мм та кроком гвинтової лінії 40 мм, діаметром кожуха 45 мм, діаметром дроту 5 мм та $x = b/s = 1$ залежність подачі Q та питомих енерговитрат N_v від частоти обертання пружини, при транспортуванні комбікорму наведено на рис. 4.10.

Дослідження пружинно-транспортуючих робочих органів при переміщення сипких кормів показують, що меншими питомими витрати потужності мають відповідні режими роботи (рис. 4.10), коли частота обертання пружини знаходиться в межах 300 ... 900 хв⁻¹.

Рисунок 4.10 – Залежність подачі Q та питомих енерговитрат N_v від частоти обертання пружини, при транспортуванні комбікорму

									Аркуш
									47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Обробка результатів експериментів, за відомими методиками, дозволила отримати наступну модель процесу переміщення сипучого корму пружинно-транспортуючим робочим органом:

$$Q = 0,0022 \cdot m \cdot y^{-an}, \quad a = 0,0005 + 0,0012e^{-1.6y},$$

де Q – подача;

n – частота обертання пружини,

$x = b/s$ – відношення довжина завантажувального вікна кожуха до кроку пружини робочого органу.

Подача подібних пристроїв регулюється зміною частоти обертання, кутом нахилу кожуха до горизонту та конструктивними параметрами пружини.

На спірално-гвинтовим транспортері з діаметром кожуха 38 мм, діаметром спірално-гвинта 32 мм, діаметром дроту 3 мм, кроком гвинта $s = 50$ мм проведено експериментальні дослідження для пшениці щільністю $\rho = 730 \dots 830 \text{ кг/м}^3$.

Рисунок 4.11 – Експериментальна залежність подачі спірално-гвинтового транспортера Q (кг/год) від частоти обертання n (хв⁻¹) при різних відношеннях $x = b/s$

За даними експерименту було побудовано рівняння регресії, що достовірно описують характер зміни залежності продуктивності Q (кг/год) транспортера від частоти обертання спіралі n (хв⁻¹) і при різних відносинах $x = b/s$:

$$Q = 0,366n - 1,6 \cdot 10^{-4} n^2 - 7 \cdot 10^{-8} n^3 - 120,5x - 7,2x^2 - 17,4x^3 + 1,38nx - 2,37 \cdot 10^{-4} n^2 x - 0,2nx^2 + 152,04.$$

З графіка видно, що максимальна продуктивність при транспортування, отримана методом класичної оптимізації, досягається при частоті обертання $n = 1,473 \cdot 10^3$ хв⁻¹ $x = b/s = 1,974$.

Таким чином, за функцією відгуку $Q(x, n)$ (рис. 4.11) можна визначити оптимальні режимні параметри безстрижневої спіраль-гвинтової установи $Q = 1548$ кг/год (рис. 4.11).

4.2. Виробничі навантажувальні безстрижневі спіраль-гвинтові транспортери

Дослідження проводилися на експериментально-виробничому зернонавантажувачі (рис. 4.17) з параметрами: довжина траси $L = 4,5$ м; кут нахилу до горизонту $\alpha = 45^\circ$; матеріал - жито вологістю 12% та об'ємною вагою $\rho = 630$ кг/м³; внутрішній діаметр поліетиленового кожуха $D_k = 88$ мм, діаметр пружини (зовнішній) $d = 72$ мм; крок гвинтової лінії пружини $s = 70$ мм; діаметр дроту пружини $\delta = 8$ мм, матеріал дроту - пружина Ст65Г. Загальний вид навантажувачів, які можуть використовуватися при транспортуванні сипких матеріалів, показаний на рис. 4.18. Забірне пристрій такого навантажувача наведено на рис. 4.19.

Частоту обертання пружини змінювали шляхом зміни діаметрів приводного шківів: $n = 560, 620, 800, 950$ і 110 хв⁻¹. Схема забірного пристрою з урахуванням використання пружини, що обертається в ролі «ворошилки» наведено на рис. 4.20.

										КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
											49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

1 – заслінка; 2 – матеріал; 3 – бункер; 4 – підвіска; 5 – привід пружини; 6 – двигун; 7 – мірна ємність; 8 – кожух; 9 – пружина

Рисунок 4.18 – Безстрижневий спірально-гвинтовий зерноавантажувач

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.19 – Збірний пристрій безстержневого спірального-гвинтового
Зерноавантажувача

Частоту обертання пружини вимірювали тахометром, час проходження частини матеріалу по довжині кожуха і подачу вимірювали секундоміром, зважування маси матеріалу використовували ваговимірювачі, щільність визначали пробником «Пурка» на точних терезах.

Результати експериментів наведено у табл. 4.3. Для визначення коефіцієнта наповнення кожуха K_F вимірювали масу жита в кожусі G_M^E (наприклад, для випадку $n = 950 \text{ хв}^{-1}$, $G_M^E = 17,3 \text{ кг}$).

Для даного експерименту теоретично можлива маса жита кожусі:

$$G_M^E = \pi \cdot D_k^2 / 4 L_p - \pi \cdot \delta^2 / 12 L_p = \pi \rho / 4 (D_k^2 - 3 \cdot \delta^2) = 17,4 \text{ кг.}$$

Годі:

$$K_n = G_M^E / G_M^T = 0,995.$$

При цьому зазначається, що обсяг пружини по відношенню до обсягу кожуха V_k становить 2,5%.

а) вид збоку; б) від зверху; l – довжина вікна; b – ширина кожуха-підшви
 Рисунок 4.20 – Принципіальна схема забірного пристрою (пружина в ролі ворошилки)

Таблиця 4.3 – Залежність подачі зернонавантажувача від частоти обертання пружини: жито $\rho = 630 \text{ кг/м}^3$; $D_k = 88 \text{ мм}$; $s = 70 \text{ мм}$; $d = 72 \text{ мм}$; $\delta = 8 \text{ мм}$; $\alpha = 45^\circ$; $L = 4500 \text{ мм}$

Частота обертання $n, \text{к}^{-1}$	Осьова швидкість матеріалу $v_z^M, \text{м/с}$	Осьова швидкість пружини $v_z^n, \text{м/с}$	$K_v = \frac{v_z^M}{v_z^n}$	Час експерименту $t, \text{с}$	Кількість вивантаженого матеріалу $G_M, \text{кг}$	Подача $Q, \text{кг/год.}$
550	0,562	0,642	0,875	9	18	7200
620	-	0,725	-	8	16,9	7600
800	-	0,93	-	8	18,2	8200
950	0,82	1,11	0,742	7	20	10600
1100	-	1,28	-	6	19,5	11700

Збільшення порівняно із звичайними значеннями коефіцієнта наповнення пояснюється тим, що довжина забірної ділянки з перевищувала крок пружини в 5 разів, а ширина вікна дорівнювала діаметру кожуха (більше за діаметр пружини в

88/72 = 1,22 рази). Коефіцієнт осевого відставання руху матеріалу від осевої швидкості руху гвинтової поверхні пружини визначали за такою формулою:

$$K_v = \frac{v_z^M}{v_z^H}$$

Осьова швидкість руху матеріалу визначали з рівняння:

$$v_z^M = L/t,$$

де t – тривалість проходу матеріалу від місця забору до місця розвантаження,

с.

Осьова швидкість руху гвинтової поверхні пружини:

$$v_z^H = s \cdot n / 60,$$

де s – крок гвинтової лінії пружини, м;

n – частота обертання робочого органу (пружини), хв⁻¹.

Для випадку $n = 950 \text{ хв}^{-1}$, наприклад $t = 5,5 \text{ с}$; $L = 4,5 \text{ м}$; $v_z^M = 4,5 / 5,5 = 0,82 \text{ м/с}$;

$v_z^H = 0,07 \cdot 950 / 60 = 1,11 \text{ м/с}$:

$$K_v = 0,82 / 1,11 = 0,742.$$

З цих даних випливає, що зі збільшенням частоти обертання робочого органу осьова швидкість матеріалу, що переміщається, все більше починає відставати від осевої швидкості гвинтової поверхні.

Теоретична подача Q_T транспортуючого пристрою з даними параметрами в першому наближенні дорівнює ($n = 950 \text{ хв}^{-1}$):

$$Q_T = F_z \cdot v_z^H \cdot K_v \cdot K_H \cdot 60 = 0,600 \text{ кг/год.}$$

Потрібна потужність N в першому наближенні визначається з рівняння (введенням коефіцієнта опору $C = 8$):

$$N = Q \cdot L \cdot C / 367 = 11,6 \cdot 4,5 \cdot 8 / 367 = 1,13 \text{ кВт.}$$

Аналіз таблиці 4.3 показує, що подача транспортуючого пристрою збільшується із збільшенням частоти обертання пружини.

									Аркуш
									53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Охорона праці

5.1.1 Вимоги безпеки під час роботи зі спіраль-но-гвинтовими транспортерами

Спіраль-но-гвинтові транспортери належать до обладнання з підвищеною небезпекою, оскільки мають рухомі робочі органи, електропривод та виконують транспортування сипких або гранульованих матеріалів. Під час експлуатації такого обладнання необхідно забезпечити дотримання вимог охорони праці, спрямованих на запобігання травмуванню персоналу [19, 20].

До основних вимог безпеки належать: - усі рухомі частини (спіраль, вал, приводні вузли) мають бути закриті захисними кожухами; - заборонено виконувати очищення, змащування або ремонт транспортерів під час їх роботи; - перед запуском обладнання необхідно перевіряти цілісність створоджень, відсутність сторонніх предметів та надійність кріплень; - пуск і зупинка транспортера повинні здійснюватися з пульта керування, що має чіткі світлові або звукові сигнали; - у разі аварійної ситуації оператор повинен негайно зупинити транспортер за допомогою аварійного вимикача.

Дотримання цих вимог забезпечує мінімізацію ризиків для оператора та підтримання безпечних умов праці.

5.1.2 Вимоги до організації робочого місця та технічного стану обладнання

Для безпечної роботи транспортера необхідно правильно організувати робочу зону та забезпечити належний технічний стан обладнання [19, 20].

									Аркуш
									54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Основні вимоги: - робоче місце має бути забезпечено достатнім освітленням (не менше 300 лк);- підлога повинна бути рівною, неслизькою та чистою, щоб уникати падінь і небезпечних ситуацій; - прохід навколо транспортера має становити не менше 1 м для вільного доступу до вузлів; - обладнання повинно проходити періодичний технічний огляд відповідно до графіка; - електрообладнання повинно мати справне заземлення та відповідати класу захисту; - вузли, що працюють у запиленому середовищі, потребують регулярного очищення для запобігання перегріванню.

Організація робочого місця відповідно до вимог знижує ймовірність аварій та забезпечує стабільну роботу транспортера.

5.1.3 Засоби індивідуального захисту персоналу

Під час виконання робіт зі спіралью-гвинтовими транспортерами працівники повинні використовувати засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) відповідно до характеру робіт та рівня безпеки [19, 20].

Необхідні ЗІЗ: - захисні рукавички для роботи з металевими елементами; - спецодяг із щільної тканини, який зменшує ризик зачеплення рухомими частинами; - захисне взуття з неслизькою підошвою та металевим підноском; - захисні окуляри при роботі у запиленому середовищі; - засоби захисту органів слуху за умови підвищеного рівня шуму; - респіратори при роботі з дрібнодисперсними матеріалами.

Правильне застосування ЗІЗ забезпечує безпечну роботу оператора та захищає його від професійних ризиків.

5.1.4 Пожежна безпека на ділянці експлуатації транспортерів

На ділянках, де встановлюються спіралью-гвинтові транспортери, існує ризик виникнення пожежі внаслідок перегрівання вузлів, запилення або несправностей електрообладнання [21].

									Аркуш
									55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Основні заходи пожежної безпеки:- регулярне очищення обладнання від пилу, що може бути джерелом займання; - використання електродвигунів із захистом від перегрівання; - наявність справних вогнегасників (вуглекислотних або порошкових); - заборона використання відкритого вогню в зоні розташування транспортера; - перевірка справності кабельних ліній та відсутності пошкоджень ізоляції; - обладнання приміщення системою вентиляції для зменшення концентрації пилу.

Дотримання цих правил знижує ризик виникнення пожежі до мінімально можливого рівня.

5.2 Екологічна експертиза

5.2.1 Вплив роботи спірально-гвинтових транспортерів на довкілля

Експлуатація спірально-гвинтових транспортерів може мати певний вплив на навколишнє середовище, пов'язаний переважно з енергоспоживанням, утворенням пилу та шумом при навантаженні [22-27].

Основні екологічні фактори: - виділення пилу, особливо під час транспортування сухих сипких матеріалів; - шум, створюваний електродвигунами та рухомими частинами; - використання електроенергії, що впливає на вуглецевий слід підприємства.

Разом із тим, при правильній експлуатації та технічному обслуговуванні рівень впливу залишається в межах допустимих норм.

5.2.2 Оцінка утворення відходів та методи їх утилізації

Спірально-гвинтові транспортери не утворюють значної кількості відходів, проте в процесі транспортування матеріалів можливі [22, 23]: - накопичення

									Аркуш
									56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

дрібних залишків продукту; - забруднення поверхонь пилом; - утворення дрібних металевих відходів під час ремонту або заміни деталей.

Методи утилізації: - збирання залишків матеріалу та повторне використання (якщо це допускає технологія); - застосування промислових пилососів для очищення обладнання та приміщень; - здача зношених металевих деталей у металобрухт; - зберігання відходів у контейнерах із подальшим централізованим вивезенням.

5.2.3 Заходи зі зменшення екологічного навантаження обладнання

Для мінімізації впливу транспортерів на довкілля цільно впроваджувати такі заходи [24-28]: - застосування пиловловлювачів та закритих кожухів, що зменшують запиленість; - регулярне технічне обслуговування, що знижує енергоспоживання; - встановлення сучасних енергоефективних електродвигунів; - забезпечення вентиляції приміщення; - оптимізація режимів роботи для зменшення шуму та споживання енергії.

Комплексне впровадження цих заходів підвищує екологічність обладнання та зменшує загальне навантаження на довкілля.

5.3 Економічна ефективність

Розрахунок економічної ефективності проводиться для спірально-гвинтовий конвеєра в порівнянні з існуючим гвинтовим конвеєром.

Очікувана економічна ефективність визначена за існуючою методикою [29].

Річна нормативна завантаження визначається виходячи з річного обсягу робіт B , а продуктивності машини P , при використанні конвеєра на тому самому підприємстві, обсяг робіт однаковий.

$$T_{II} = \frac{B}{P}. \quad (5.1)$$

									Аркуш
									57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

$$\Pi_{кв} = \frac{C \cdot E_n}{B \cdot \Pi}, \quad (5.7)$$

де E_n – коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E = 0,15$.

Наведені витрати Π_{np} визначаються сумою капіталовкладень $\Pi_{кв}$ та прямих витрат $\Pi_з$

$$\Pi_{np} = \Pi_з + \Pi_{кв}. \quad (5.8)$$

Зниження наведених витрат

$$\frac{\Pi_{np1} - \Pi_{np2}}{\Pi_{np1}} \cdot 100\%. \quad (5.9)$$

Очікуваний річний економічний ефект

$$E_p = (\Pi_{np1} - \Pi_{np2}) \cdot B, \quad (5.10)$$

Термін окупності додаткових капітальних вкладень визначається:

$$T_{ок} = \frac{C}{E_p}, \quad (5.11)$$

Результати розрахунків для запропонованого спіраліно-гвинтового конвеєра подано в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок економічної ефективності спіраліно-гвинтового конвеєра під час транспортування зерна пшениці

Економічні параметри	Позначення	Базовий варіант	Новий варіант
Продуктивність за годину чистого часу, т/год	Π	5,7	9,0
Річна нормативна завантаження, гол	T_n	800	800
Річний обсяг робіт, т	B	4560	7200
Обслуговуючий персонал, особи	L	1	1
Витрати праці чол.	H	0,18	0,11
Зниження трудомісткості, %		-	0,39
Часова тарифна ставка механіка	$Z_ч$	20	20
Витрата електроенергії, кВт/год	q	1,01	1,84
Питома витрата електроенергії, кВт/год	$P_з$	0,18	0,20
Зниження прямих витрат, %	-	-	0,33
Зниження наведених затрат	-	-	32
Термін окупності додаткових капіталовкладень,	$T_{ок}$	-	1,2

При використанні спірального-гвинтового конвеєра в порівнянні з існуючим конвеєром при транспортуванні зерна був отриманий річний економічний ефект у цінах на 01.09.2025 року, термін окупності додаткових капіталовкладень складе 1,2.

					КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. З аналізу літературних джерел встановлено, що основними вимогами до розробки технологій та техніки нового покоління у сільському господарстві є енерго- та ресурсозбереження, зниження витрат праці. Одним з найважливіших процесів у технологічних лініях виробництва та переробки сільськогосподарської продукції є транспортування. З безлічі транспортуючих пристроїв, що знаходять все більше поширення, слід виділити безстержневі спіральні-гвинтові транспортери як найпростіші за пристроєм і маловитратні за енергією та матеріалами для їх виготовлення.

Такі транспортери повинні мати приймальні завантажувальні пристрої, частину, що транспортує, спіральний гвинт, кожух та розвантажувальний пристрій. Переміщується матеріал у яких за принципом вогочиння під впливом осьової сили спірального гвинта. При вертикальному транспортуванні вантаж переміщується завдяки різниці кутів швидкостей матеріалу та гвинта. Траєкторії руху частинки матеріалу різні залежно від частоти обертання гвинта.

Теорія робочого процесу цих транспортерів розроблена вкрай недостатньо, а конструктивно-режимні параметри не оптимізовані стосовно сипучих і тим більше рідких матеріалів.

2. Теоретично встановлено, що у спіральні-гвинтових транспортерах для сипких матеріалів:

- осьова швидкість транспортованого матеріалу збільшується із зменшенням коефіцієнта тертя частки про матеріал спірального гвинта;

- залежність осьової швидкості частинки від коефіцієнта тертя про корпус кожуха є параболічною, тому, з метою збільшення подачі транспортера, необхідно матеріал для його виготовлення вибирати з великими значеннями коефіцієнта тертя;

- осьова швидкість частинки матеріалу зі збільшенням радіусу і частоти обертання спіральні-гвинтового робочого органу зростає за лінійним законом;

									Аркуш
									61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

- оптимальний кут підйому гвинтової лінії спіралі, при якому досягається найбільша осьова швидкість переміщення частинки, зменшується при збільшенні зазору між гвинтом і кожухом та зменшенням діаметра частинок.

3. Експериментальними дослідженнями робочого процесу спірального-гвинтового транспортера для сипучих матеріалів встановлена хороша збіжність результатів розрахунку та експериментальних даних:

- спіральний-гвинтовий транспортер, що має довжину 10 м, діаметр кожуха 38 мм, діаметр спірального гвинта 32 мм, діаметр дроту 3 мм з кроком навивки 50 мм дозволяє отримати максимальну подачу 1568 кг/год на транспортуванні зерна пшениці при частоті обертання 1473 хв^{-1} і при відношенні довжини завантажувального вікна до кроку гвинта, що дорівнює 2,

- при збільшенні частоти обертання спірального гвинта з 250 хв^{-1} до 1000 хв^{-1} продуктивність при вивантаженні сипучого матеріалу з ємностей у відкритих кожухах зростає в 3 рази, а енерговитрати зменшуються в 1,8 раза порівняно з транспортуванням у закритих кожухах;

- завантажувальна щілина шириною 12 мм має бути довжиною від 300 до 500 мм, а спіральний-гвинтовий транспортер, що має діаметр спіралі 36 мм, діаметр дроту 4 мм, крок гвинта 35 мм при вивантаженні ячменю з бункера дозволяє отримати максимальну подачу 181,4 кг/год та мінімальні енерговитрати 0,47 Вт год./кг при частоті обертання спіралі 570 хв^{-1} і довжині завантажувальної щілини 350 мм.

4. Розроблені технічні засоби при їх впровадженні виробництво забезпечують зниження витрат енергії від 10 до 20%, скорочення витрат праці при транспортуванні в 1,5 раза, зменшення металомісткості в 2,5 раза порівняно зі цинковими транспортерами аналогічного призначення. Застосування запропонованих технологій та засобів механізації для їх здійснення дозволили потримати річний економічний ефект до 51 тис. гривень на один спіральний-гвинтовий транспортер при вивантаженні із зерноскладу 600 тонн зерна.

									Аркуш
									62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.133ГМмз_21.07.000 ПЗ				

Література

1. Дреза О.О. Машины безперервного транспорту. Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с.
2. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник. Київ: Вища шк., 2009. 734 с.
3. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: підручник. Київ. 1993. 413 с.
4. Обладнання для транспортування зерна. URL: <https://agroexpert.ua/obladnannia-dlia-transportuvannia-zerna-pid-chas-zberihannya/> (дата звернення 03.09.2025 р.).
5. Слободян Л.М. Класифікація гвинтових завантажувачів транспортних засобів. *Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій* – Тернопіль 28-29 листопада 2018. С. 161-162.
6. КАЗАК І. О., Могрич В. А. Аналіз особливостей конструкції гвинтового живильника з метою удосконалення його роботи. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»*. Серія «Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження». 2021. № 1 (29). С. 22-30.
7. Vintovye (shnekovye) konveery. URL: <http://mrc.org.ua/konveeri-i-pitatchi/218-vintovie-shnekovye-konveyery> (дата звернення 05.09.2025 р.).
8. Роль шнеків у системах транспортування зерна. URL: <https://zeo.ua/article/rol-shnekiv-u-sistemah-transportuvannya-zerna> (дата звернення 05.09.2025 р.).
9. Атлас конструкцій Підйомно-транспортних машин. Частина I. Крани і крачозі механізми. [Білоостоцький В.О., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М., Мінняло А.В. та ін.] Харків: ХНТУСГ, 2008. 100 с.

10. Атлас конструкцій Підйомно-транспортних машин. Частина II. Транспортні машини. [Білостоцький В.О., Мазеренко Д.І., Тіщенко Л.М., Міняйло А.В. та ін.]. Харків: ХНТУСГ, 2009. 98 с.

11. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія / Р.М. Роганський, І.Е. Гевко, А.Є. Дячун. Тернопіль : БІД-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2014. 280 с.
file:///D:/Users/User/Downloads/Monografia_Rohatynskiy.pdf

12. Обладнання для транспортування сировини, тари і продукції. URL: [https://vukladach.pp.ua/MyWeb/manual/agroinjenerija/machines_and_equipment_for_processing_of_agricultural_products.%20\(1\)/machines_and_equipment_for_processing_of_agricultural_products.1/1.2.htm](https://vukladach.pp.ua/MyWeb/manual/agroinjenerija/machines_and_equipment_for_processing_of_agricultural_products.%20(1)/machines_and_equipment_for_processing_of_agricultural_products.1/1.2.htm) (дата звернення 03.09.2025 р.)

13. Xiao M., Yukun X., Lanlan Z. Determination of the optimal working performance matching through theoretical analysis and experimental study for a screw conveyor. 2022. PLoS ONE 17(6): e0260948.

14. Горизонтальний змішувач шнековий. URL: <https://shnek-sumy.com.ua/ua/p2016332037-gorizontalnyj-smesitel-shnekovyj.html> (дата звернення 03.09.2025 р.).

15. Грицай Ю.В. Обґрунтування комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів : дис. ... канд. тех. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2020. 200 с.

16. Гудь В.З. Механіко-технологічні основи розробки багатофункціональних секцій шнеків для зернового матеріалу : дис. ... докт. тех. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2020. 410 с.

17. Маруніч С.П. Обґрунтування параметрів багатофункціонального гвинтового конвеєра для транспортування та змішування сипких матеріалів. : дис. ... канд. тех. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2023. 251 с.

18. Бислоух С.П., Барандич К.С., Волошко О.В. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни «Біометрія» для студентів галузі знань 15 Автоматизація та приладобудування спеціальності 152 «Метрологія

та інформаційновимірювальна техніка» всіх форм навчання. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 62 с.

19. ДСТУ 2293-99. Охорона праці. Термини та визначення.

20. Охорона праці в машинобудуванні: підручник / за ред. В.М. Жидецького. Львів: Новий Світ – 2000, 2011. 472 с.

21. Адаменко О.Ю., Романенко І.В. Пожежна безпека промислових об'єктів: навч. посіб. Київ: УкрНДПБ, 2017. 214 с.

22. ДСТУ ISO 14001:2015. Системи екологічного управління. Вимоги та настанови щодо застосування.

23. Мельник Л.Г. Основи екології: навчальний посібник. Суми: Університетська книга, 2018. 367 с.

24. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Відомості Верховної Ради України.

25. ДСТУ 12.1.004-91. Пожежна безпека. Загальні вимоги.

26. ДСТУ 12.1.005-88. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони.

27. ДСТУ 12.1.003-83. Шум. Загальні вимоги безпеки.

28. НПАОП 0.00-1.28-10. Правила охорони праці під час експлуатації електроустановок.

29. Гевко Р.В., Гевко М.Р., Павлюк К.В., Павлова О.М. Секційні гвинтові конвеєри для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів : монографія. Луцьк : ФОП Махула Ю.М. 2023. 190 с.

30. Мельниченко О.П., Якименко І.Л., Шевченко Р.Л. Статистична обробка експериментальних даних : навчальний посібник. Біла Церква, 2006. 34 с.

31. Гриншук В. І., Карапетян Е. Т., Погрішук Б. В. Економіка підприємства: Навчальний посібник. Київ: Центр учбової літератури, 2010. 304 с.