

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 29–30

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2014

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 29–30. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2014. – 196 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 4 від 25.11.2014 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів добування та використання сапропелю, збирання льону, садіння картоплі, теорії кочення колеса. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи, которые освещают вопросы конструирования и использования сельскохозяйственной техники. Приведены исследования машин и процессов добычи и использования сапропеля, уборки льна, посадки картофеля, теории качения колеса. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; Ph. D. Eng., В. Владут, к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2014
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 621.867

© Ю.В. Булік, к.т.н.; І.О. Павлова, к.т.н.; І.М. Ілюшик,
Луцький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ ЕКСКАВАЦІЇ САПРОПЕЛІВ ГРЕЙФЕРОМ

У статті наведено результати експериментальних досліджень динаміки процесу екскавації сапропелів грейфером із застосуванням універсальної виміральної системи.

САПРОПЕЛЬ, ГРЕЙФЕР, ЕКСКАВАЦІЯ, СИСТЕМА, ВИМІРЮВАННЯ.

Постановка проблеми. Ефективність, а в значній мірі і безпека роботи підвісних систем, визначається роботою несучого каната. У процесі піднімання та переміщення вантажу спостерігаються значні коливання канатів. Це викликає виникнення додаткових динамічних зусиль, які необхідно врахувати за розрахунку канатної оснастки та інших основних елементів підвісної канатної установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В області динаміки вантажопідіймальних канатів стаціонарних та мобільних підвісних систем відомі роботи Барата І.Є., Плавінського В.І., Белої Н.М., Матвеева Є.М. та ін. В роботах названих авторів отримані основні залежності, які описують характер динаміки тягових і вантажопідіймальних канатів для найбільш небезпечних режимів роботи. Зусилля в тягових і вантажопідіймальних канатах створюються за рахунок їх намотування на барабани лебідок і визначаються характером її роботи. В своїх роботах Комаров М.С., Козак С.А., Гохберг М.М. підтвердили можливість зведення реальних механізмів до спрощених розрахункових схем і навели методики розробки математичних моделей.

Математичні моделі для підвісних канатних установок, як складних технічних систем розроблено проф. Мартинцівим М.П. Однак, ці моделі, за словами автора, носять загальний характер [1, 2]. У них не враховано таких факторів, як зміна опорної руху вантажу в залежності від прогинів каната та швидкості руху каретки, вплив вітрового навантаження та ін.

Тому **метою досліджень** є проведення додаткових досліджень із визначення впливу даних факторів на роботу канатної установки, що має специфічне застосування, для подальшого уточнення існуючих та розробки нових математичних моделей.

Результати дослідження. Одним із таких факторів, що має значний вплив на роботу канатної установки для добування сапропелів, є відрив грейфера від покладів. При цьому відбувається розгойдування несучого каната, що ускладнює переміщення каретки, а також може порушити балансування підвіски грейфера і, як наслідок, спричинити самовільне його відкривання. Важливою характеристикою даного явища є зусилля відриву, яке було визначено за допомогою експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження проведено на оз. Синеве, що знаходиться в Старовижівському районі Волинської області. На даному родовищі здійснюють добування сапропелів із використанням екскаватора на понтоні обладнаного грейфером місткістю 1,5 м³ (рис. 1).



Рис. 1 – Загальний вигляд установки для добування сапропелів

Для дослідження параметрів динамічних навантажень застосовано універсальну вимірювальну систему на базі портативного комп'ютера, що забезпечує проведення комплексне дослідження складних механічних структур у реальних умовах експлуатації [3]. Принципова схема вимірювальної системи зображена на рис. 2.

Система має такі основні технічні характеристики:

- загальна кількість каналів: 32;
- число універсальних вимірювальних каналів: 8;
- частота дискретизації може задаватись в межах від 1 Гц до 2 кГц (на канал);
- час реєстрації інформації в автономному режимі роботи обернено пропорційний частоті дискретизації. Так, при частоті

дискретизації 2 кГц і об'ємі Flash-диска 256 МБ час реєстрації складає 52 хв;

– результати вимірювань фіксуються в 32-х текстових файлах, що дозволяє виконувати наступну обробку інформації, використовуючи відомі програмні пакети.

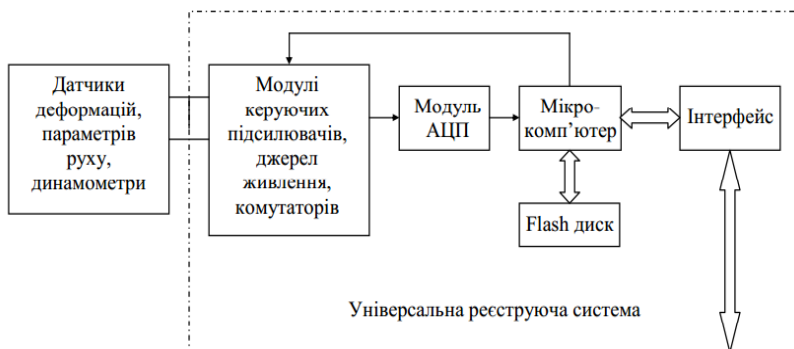


Рис. 2 – Послідовність розташування силовимірювального пристрою динамометричної тяги

Основні технічні характеристики вимірювальних каналів:

- мінімальний опір резистивних датчиків: 50 Ом;
- живлення датчиків напругою постійного струму: 0,5 В; 2,0 В; 5,0 В;
- коефіцієнт підсилення в режимі роботи з тензорезисторами: 100x1; 2; 4; 8; 16; 32; 64; 128;
- режим вимірювань: статодинаміка;
- діапазон початкового балансування тензомостів, приведений до номінального опору тензорезистора: $\pm 2\%$;
- температурний дрейф нуля, не більше: ± 1 мкВ/°С;
- основна похибка каналу, не більше: $\pm 0,2\%$;
- діапазон можливого зміщення нуля: ± 5 В;
- частоти зрізу ФНЧ: 4; 8; 16; 20; 32; 40; 64; 80; 128 Гц.

Загальний вигляд реєструючого блоку універсальної вимірювальної системи та його основні характеристики зображені на рис. 3.

Для вимірювання тягових зусиль у комплект системи входить силовимірювальний пристрій. Діапазон вимірювання зусиль – 0,2...200 кН з точністю до 2%.

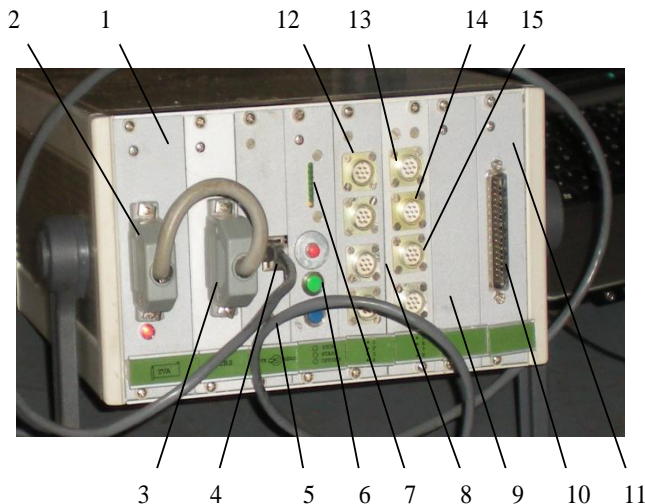


Рис. 3 – Загальний вигляд реєструючого блоку універсальної вимірювальної системи та його основні характеристики: 1 – крейт-контроллер LC-014; 2 – вихідний роз’єм паралельного порта крейт-контролера; 3 – роз’єм паралельного порта мікрокомп’ютера; 4 – роз’єм Ethernet; 5 – перемикач режиму роботи «запис/читання»; 6 – кнопки керування («старт», «стоп», «зміщення нуля»); 7 – індикатор режиму запису; 8 – вхідні роз’єми вимірювальних каналів; 9 – модуль аналого-цифрового перетворення LC-301; 10 – модуль комутатора LC-101; 11 – роз’єм аналогових вхідних сигналів комутатора LC-101; 12 – роз’єми універсальних вимірювальних каналів 1...4; 13 – роз’єм універсального вимірювального каналу5; 14 – роз’єми каналів під’єднання датчиків віброприскорення (канали 6, 7); 15 – роз’єм каналу вимірювання кутової швидкості (канал 8)

Щоб уникнути входження датчиків у воду, попередньо опускали грейфер на поклади сапропелю до послаблення піднімального каната. Силувимірювальний пристрій встановлювали на піднімальний канат згідно зі схемою зображеною на рис. 4. Після вмикання системи вимірювання розпочинали процес підйому грейфера, при цьому відбувались його наповнення, відрив від покладів сапропелю та подальший підйом над поверхнею водойми (рис. 5). Екскавацію проводили з глибини 4, 6 та 8 м. Результати досліджень представлені на рис. 6.



Рис. 4 – Схема закріплення динамометра на тяговому канаті



Рис. 5 – Наповнений грейфер

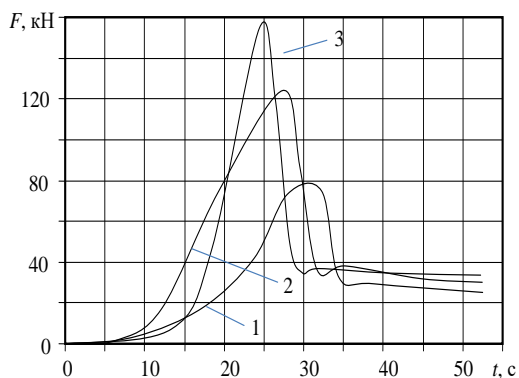


Рис. 6 – Залежність сили F виходу грейфера від часу t при глибині залягання h : 1 – $h=4$ м; 2 – $h=6$ м; 3 – $h=8$ м

Висновки. Отримані результати показали, що для відриву грейфера від покладів сапропелю необхідно прикласти значне зусилля, яке близьке до розривного зусилля піднімального каната, що застосовується на екскаваторі. Згідно з попередньо проведеними дослідженнями із визначення фізико-механічних властивостей сапропелів, зусилля зрізу та зчеплення збільшуються із збільшенням глибини залягання покладів та зменшенням вологості. Тому за даних умов розробку покладів сапропелю слід проводити на глибині до 8 м. Для збільшення глибини розробки можна застосовувати грейфер меншої місткості, але це спричинить збільшення вартості розробки.

Література

1. Мартинців М.П. Дослідження роботи канатної лісотransпортної установки, як технічної системи // Науковий вісник. Лісівницькі дослідження в Україні. – Вип. 9.1. – Львів: УкрДЛТУ, 1999. – С. 263-270.

2. Мартинців М.П. Динаміка канатних лісотransпортних установок // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип. 10.2 – Львів: УкрДЛТУ, 2000. – С. 116-122.

3. Універсальна вимірвальна система для дослідження динаміки сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, В.І. Костюк та ін. // Надійність і довговічність машин і споруд, 2005. – Вип. 25. – С. 112–119.

УДК621.87

© І.Б. Гевко, д.т.н.,
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя;
А.П. Драган, к.т.н.,
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»;
Ю.М. Тарасюк,
Вінницький національний аграрний університет

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ РОЗРАХУНКУ ІНСТРУМЕНТІВ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Приведено методу розрахунку формувальних інструментів для виготовлення гвинтових гофрованих робочих органів сільськогосподарських машин заданого профілю гофр. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів формувальних інструментів гофр гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин.

ІНСТРУМЕНТ, ФОРМУВАННЯ, ГВИНТ, ГОФРА, РОБОЧИЙ ОРГАН.

Постановка проблеми. У структурі технології сільськогосподарського машинобудування важливе місце посідає дослідження та розроблення прогресивних технологічних процесів формоутворення гвинтових гофрованих робочих органів (ГГ РО), які

набули широкого застосування у змішувачах, теплообмінниках, машинах для борботачії вільних абразивів, подрібнення, зволоження тощо. Підвищені вимоги до конструктивних і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення їх функціональних можливостей потребують глибокого аналізу існуючих технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі науково обґрунтованих теоретичних та експериментальних напрацювань для їх проектування та успішного впровадження у виробництво.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням розроблення і дослідження конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів гвинтових гофрованих робочих органів присвячено цілий ряд наукових праць [1–4], однак ряд питань потребує свого подальшого вирішення.

Метою роботи є розроблення методики розрахунку конструктивних параметрів гвинтових гофрованих робочих органів сільськогосподарських машин і їх формувальних інструментів.

Реалізація результатів досліджень. У різних галузях народного господарства, в сільськогосподарському виробництві зокрема, значне поширення мають гофровані гвинтові стрічки (спіралі) різних шнекових робочих органів. Їх використання зумовлене, по-перше: технологічними системами, а саме можливістю впровадження прогресивних процесів навивання та прокатування під час виготовлення широкострічкових шнекових елементів і, по-друге: підвищеною міцністю спіралей на згин.

Як показали дослідження до переваг гофрованих гвинтових заготовок відносяться наступні:

- додаткові переміщення сипких матеріалів у змішуваних зонах за рахунок гофр;
- покращення змішування сипких матеріалів за рахунок неоднакової швидкості руху частинок, які контактують з поверхнями різних параметрів гофр і кроків спіралей;
- можливість збільшення відносної товщини спіралі в межах 15..25%;
- зниження зусилля формоутворення у порівнянні із щільним навиванням на 15..30%;
- зменшення товщини спіралі за зовнішнім діаметром, що забезпечує підвищення надійності і довговічності стрічкових змішувачів.

Під час гофроутворення спіралі, що зумовлене технологією виготовлення, складки (гофри) утворюються на внутрішній стороні

стрічки за умови збереження довжини елементарних смуг до і після формоутворення.

Під час формоутворення кільця в першому наближенні рівняння гофрованої його поверхні кільця опишеться залежністю:

$$z = A(\rho) \sin(\varphi m / 2\pi), \quad (1)$$

де $A(\rho)$ – амплітуда гофрів, що визначається із умови заданого закону зміни видовжень смуг; m – кількість гофрів на одному повному витку; ρ та φ – незалежні параметри полярної системи координат:

$$\int_0^{2\pi} \sqrt{\rho^2 + A^2(\rho) \sin^2 2\varphi} d\varphi = \lambda_{\rho} L_{\text{зв}}, \quad (2)$$

де $L_{\text{зв}}$ – довжина заготовки, що необхідна на один виток, мм; λ – коефіцієнт зміни довжини стрічки під час формоутворення.

Під час формування із такого кільця гвинтової стрічки отримуємо складні періодичні гвинтові поверхні, аналітичний опис яких у декартових координатах є громіздким і незручним для користування.

Тому в цьому випадку, як і в низці інших доцільно переходити до іншої системи координат, а саме криволінійної гвинтової системи, зображеної на рис. 1.

Виділимо гвинтову лінію параметрами ρ та c і незалежною змінною τ , що описується рівнянням: $\vec{r} = \rho \cos \tau \vec{i} + \rho \sin \tau \vec{j} + c\tau \vec{k}$ і належить гвинтовій поверхні: $\vec{r}_{uv} = u \cos v \vec{i} + u \sin v \vec{j} + cv \vec{k}$, де $v = \tau$, $u = \rho$. У кожній точці цієї гвинтової лінії можна виділити супровідний трикутних векторних ортів; дотичної \vec{e}_t нормалі \vec{e}_n та бінормалі \vec{e}_s . Вибравши систему трьох координатних поверхонь таким чином, що в кожній точці простору кожна із них перпендикулярна відповідному орту супровідного трикутника отримаємо ортогональну тривимірну координатну систему:

$$ox^1 x^2 x^3 \equiv ontb. \quad (3)$$

Для виявлення зв'язку між координатними системами $ox^1 x^2 x^3$ та $ontb$ зручно користуватись перехідною циліндричною системою координат $o\rho\varphi z$, яка також буде широко використовуватись у подальшому.

Рівняння зв'язку систем $oxyz$ та $o\rho\varphi z$ мають вигляд:

$$x = \rho \cos \varphi; \quad y = \rho \sin \varphi; \quad z = z. \quad (4)$$

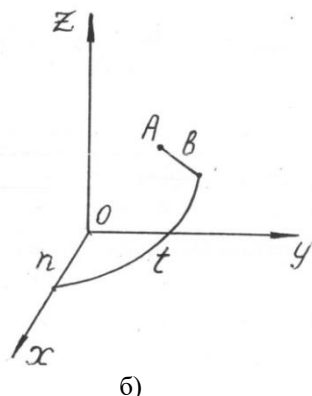
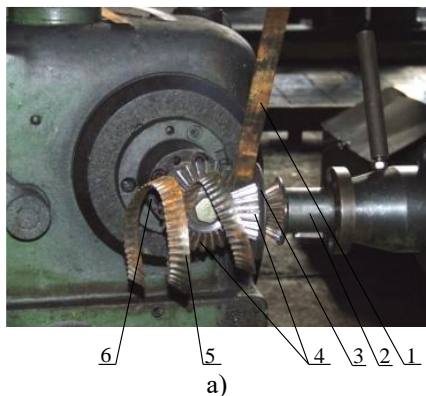


Рис.1 – Гофровані гвинтові спіралі виготовлені парою ортогональних формувальних інструментів ($\alpha = 90^\circ$) на обкатному верстаті (а) та гвинтова система координат *ontb* (б) для їх формалізованого опису: 1–заготовка; 2–ведучий шпиндель; 3–упорне кільце; 4–пара конічних зубчастих коліс; 5–гвинтова гофрована заготовка; 6–ведений шпиндель

Для утворення гофр у гвинтових заготовках можна використовувати ортогональні і неортогональні конічні колеса із зубами, що відповідають профілю утворюваної гофри.

Проведено обґрунтування геометричних параметрів формувальних коліс із спеціальним профілем зубів, у залежності від профілю і розмірів гофр.

Для прямозубих коліс:

- висота головки зуба:

$$h_a = R - \frac{S}{2} - \frac{C}{2}; \tag{5}$$

$$h_a = r_z,$$

де R – радіус гнуття гофри, мм; S – товщина стрічки під заготовку, мм; C – гарантований зазор для зменшення тертя, мм;

- висота ніжки зуба:

$$h_f = R + \frac{S}{2} + \frac{C}{2}; \tag{6}$$

- крок зубів:

$$t = 4R; \tag{7}$$

- кількість зубів:

$$z \geq 17; \quad (8)$$

- ділильний діаметр:

$$d = \frac{zt}{\pi}; \quad (9)$$

- ширина зуба:

$$f_a = 2R - S - C; \quad (10)$$

- ширина впадини:

$$f_a = 2R + S + C; \quad (11)$$

- ширина колеса:

$$b' = b + 5 \dots 8, \quad (12)$$

де b - ширина стрічки, мм;

- діаметр вершин зубів:

$$d_a = d + 2h_a; \quad (13)$$

- діаметр впадин зубів:

$$d_f = d - 2h_f. \quad (14)$$

Для конічних коліс (рис. 2). З метою гнуття використовуємо конічні колеса із передаточним числом 1:



Рис. 2. – Конічні формуючі інструменти

- кут зменшення радіуса гнуття:

$$\operatorname{tg} Q_t = \frac{R_3 - r_3}{b}, \quad (15)$$

де R_3 – максимальний радіус гнуття гофри, мм; r_3 – мінімальний радіус гнуття гофри, мм;

- висота головки зуба на зовнішньому діаметрі:

$$h_{ae} = R_3 - \frac{S}{2} - \frac{C}{2}; \quad (16)$$

- висота ніжки зуба на зовнішньому діаметрі:

$$h_{fe} = R_3 + \frac{S}{2} + \frac{C}{2}; \quad (17)$$

- зовнішня конусна відстань:

$$R_e = \frac{h_{fe}}{\operatorname{tg} Q_f}; \quad (18)$$

- зовнішній ділильний діаметр:

$$d_e = 2R_e \sin \delta_1; \quad (19)$$

$$\delta_1 = \delta_2, \quad (20)$$

де δ_1, δ_2 – кути ділильних коліс, град;

- зовнішній діаметр вершин зубів:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad (21)$$

- зовнішній діаметр впадин зубів:

$$d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta_1; \quad (22)$$

- крок по зовнішньому діаметру:

$$t = 4R_3; \quad (23)$$

- ширина зуба по зовнішньому ділильному діаметрі:

$$f_{ae} = 2R_3 - S - C; \quad (24)$$

- кількість зубів:

$$z = \frac{d_e \pi}{t}; \quad (25)$$

- ширина колеса b_K рівна ширині стрічки:

$$b_K + 5 \dots 8 \text{ мм}; \quad (26)$$

- внутрішня конусна відстань:

$$R_{ee} = R_e - e_K; \quad (27)$$

- внутрішній ділильний діаметр:

$$d_{ee} = 2R_{ee} \sin \delta_1; \quad (28)$$

- висота головки зуба на внутрішньому діаметрі:

$$h_{ae} = r_g - S / 2 - C / 2 ; \quad (29)$$

- висота ніжки зуба на внутрішньому діаметрі:

$$h_{fe} = r_g - S / 2 - C / 2 . \quad (30)$$

На основі проведених досліджень визначені основні конструктивні параметри зубчатих конічних формоутворюючих інструментів, які наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри зубів конічних коліс із зубами спеціального профілю

b , мм	R , мм	r , мм	S , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	R_e , мм	d_e , мм	P	Z	d_{ae} , мм	d_{fe} , мм	d_{eb} , мм
70	9,3	5	2	8,3	10,3	167,67	237,13	37,20	20	248,86	222,57	138,00
80	8,64	4	1	8,14	9,14	157,58	222,86	34,56	20	234,37	209,93	109,70
100	8,19	3	2	7,19	9,19	177,07	250,40	32,76	24	260,49	237,40	109,8
120	9,62	4	2	8,62	10,62	226,76	320,09	38,48	26	332,87	305,67	150,96

На основі проведених досліджень можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

1. Приведена методика розрахунку конструктивних параметрів гвинтових гофрованих робочих органів сільськогосподарських машин;
2. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і технологічних параметрів зубчастих формувальних елементів для виготовлення гофрованих гвинтових робочих органів сільськогосподарських машин різного функціонального призначення.

Літатура

1. Монишин Е.М. Гибка и правка на ротационных машинах. – М.: Машиностроение, 1977. – 269с.
2. Аверкиев Ю.А. Характер формоизменения и силовые усилия при гибке полосы на ребро. // Весник мшиностроения. – 1981. –№1. – . 64-66.
3. Смирнов–Аляев Г.А., Чепедовський В.П. Экспериментальные исследования в области обработки давлением. – Л.: Машиностроение, 1972. – 360 с.
4. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львов: Вища школа, 1986. – 213с.
5. Патент №65124А. Україна. Пристрій для виготовлення гофрованих гвинтових заготовок. Драган А.П. – Бюл. №3. – 2004.

УДК 621.855

С.М. Герук, к.т.н.; А.П. Довбиш,
ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТРУБЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ

Приведено аналіз нових типів трубчастих скребкових гнучких конвеєрів із канатним тяговими органами, які здійснюють транспортування сипких матеріалів в агропромисловому комплексі по криволінійних трасах і відносяться до екологічно-чистого виду транспорту. Представлені аналітичні залежності для визначення продуктивності і конструктивних параметрів.

ТРУБА, СКРЕБОК, ГНУЧКИЙ КОНВЕЄР, ПРОДУКТИВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Для транспортування зернових продуктів та кормових сумішей для годівлі тварин і птиці та інших матеріалів в агропромисловому комплексі широко застосовується конвеєрний транспорт. Трубчасті кормотранспортери надійно та ефективно вирішують завдання переміщення заданої кількості зернових матеріалів і кормосуміші на задану відстань у встановлений час.

Однак, існуючі трубчасті скребкові канатні конвеєри, які переміщують сипкі матеріали в направляючих трубах різної конфігурації характеризуються обмеженими функціональними можливостями, оскільки виконують лише транспортні функції. Тому важливим напрямком подальшого розвитку таких транспортерів є розширення їх функціональних можливостей та експлуатаційних показників за рахунок поєднання в одному технологічному процесі змішування та одночасного переміщення компонентів сухих кормових сумішей безпосередньо перед роздачею їх тваринам.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями транспортування сипких матеріалів по прямих і криволінійних трасах присвячені праці Зенкова Р.Л. [1], Іванченка Ф.К. [2], Любіна М.В. [3], та багатьох інших. Транспортування сипучих матеріалів по криволінійних трасах трубчастими конвеєрами з використанням гнучких канатних робочих органів недостатньо досліджені й потребують свого подальшого опрацювання з метою зменшення зусилля транспортування й підвищення експлуатаційної надійності й довговічності робочих органів і транспортних жолобів.

Мета роботи. Метою даної роботи є створення нових транспортно-технологічних механізмів машин з гнучкими канатними

робочими органами і проведення конструктивно-технологічних параметрів.

Результати дослідження. Важливим питанням проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин із гнучкими канатними робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій, а також розширення технологічних можливостей.

Трубчасті конвеєри – це різновид скребкових конвеєрів. Основними перевагами гнучких канатних конвеєрів є: можливість переміщення гарячих, миловидних, шматкових вантажів за великих кутів нахилу траси і навіть у вертикальному напрямі; робота у більш важких умовах.

На основі проведених експериментальних досліджень з визначення продуктивності робочого органу скребкового транспортера фірми «CABLEVEY» та «SPIROFLOW LIMITED» на рисунку 1 та [4] від його поступальної швидкості за різних діаметрів внутрішнього отвору направляючого кожуха встановлені залежності, які мають лінійний характер, а також встановлено, що мінімальну величину травмування насінного матеріалу забезпечують трубчасті скребкові конвеєри, які в порівнянні з гвинтовими забезпечують зменшення коефіцієнту травмування у 2...3 рази [5, 6].



Рис. 1 – Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів закордонних фірм

Кріплення скребків до тягового органу може бути центральне або бічне ланцюгових конвеєрів. При центральному кріпленні скребка до тягового органу необхідно виконувати на зірочці вирізи для проходу скребків, а при бічному кріплення застосовуються ланцюги без поділу на окремі ланки.

У якості жолоба для скребків використовують сталі та синтетичні труби, товщина сталей складає: 1,8; 2,0; 2,2; 2,5 3 мм.

Тому зовнішній діаметр труби складатиме [1]:

$$d_i = d + 2\delta, \quad (1)$$

де d – внутрішній діаметр труби, мм; δ – товщина стінки труби, мм.

Траси конвеєрів можуть бути розміщені в одній площині або у просторі.

Для зменшення опору при переміщенні скребків та тягового органу на ділянках, які розміщені під прямим кутом, монтують поворотні блоки або згинають трубу за відповідним радіусом, який складає:

$$R \geq 4d_t \text{ для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_t \text{ для труб (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку визначається:

$$D_k = (6...7) \cdot d_c,$$

де d_c – зовнішній діаметр скребка, мм.

Залежно від типу тягового органу доцільно застосовувати привод фрикційний з гладеньким ободом. Його найкраще застосовувати при горизонтальній трасі або із зачепленням з зіркою при просторовій трасі. Привідну зірочку слід встановлювати в герметичному корпусі з оглядовим і ремонтними люками. Електродвигун з'єднують з редуктором за допомогою пружної муфти.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі визначити з виразу:

$$D_z = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (2)$$

де $z = 6...9$ – число зубців зірочки; t_c – крок скребків на тяговому органі.

До ланок трубчастих конвеєрів закріплюють скребки на канат, які виготовляють з сталі, чавуну, пластмаси або гуми. Канат можуть виготовляти з вуглецевої або нержавіючої сталі відповідно до застосуванням. Відстань між скребками (крок скребків) залежить від кроку зубів зірочки та діаметру труби, і визначається з залежності [1]:

$$t_c = K_4 p_t = K_5 D_T, \quad (3)$$

де K_4 і K_5 – коефіцієнти (для конвеєрів з прямолінійною трасою $K_4 = 2...6$, а $K_5 = 2...3$, для конвеєрів з просторовою трасою $K_4 = 2...4$, $K_5 = 1,0$).

Діаметр скребка вибирають на 2...3 мм меншим, ніж діаметр труби.

Продуктивність визначають за залежністю [1]:

$$Q = 3600 A \gamma_B \vartheta K_{\gamma}, \quad (4)$$

де A – площа поперечного перетину вантажу, що транспортують, м²;

K_{Σ} – сумарний коефіцієнт транспортування сипкого матеріалу;

$$K_{\Sigma} = K_1 K_2 K_3 K_4, \quad (5)$$

де K_1 – коефіцієнт, який враховує втрати об'єму жолоба через розміщення в ньому скребків та ланцюгів, $K_1 = 0,8 \dots 0,9$; K_2 – коефіцієнт ущільнення вантажу, $K_2 = 1,1 \dots 1,2$; K_3 – коефіцієнт зсуву, який враховує можливість відставання вантажу від тягового ланцюга:

для пухких – $0,75 \dots 0,80$,

для сипких – $0,8 \dots 0,9$,

для дрібно шматкових – $0,6 \dots 0,8$;

K_4 – коректуючий коефіцієнт для нахилених конвеєрів, $K_4 = 0,8 \dots 0,9$.

Швидкість транспортування вантажу приймають $0,1 \dots 0,4$ м/с, інколи до $0,8$ м/с.

При цьому коефіцієнт $K_3 = 1$, коефіцієнт заповнення жолоба $K_1 = 0,8 \dots 0,9$. За заданою продуктивністю визначають діаметр труби конвеєра та заокруглюють його до найближчого стандартного значення:

$$D_T = K_{II} \sqrt{\frac{Q}{282 \gamma_B \vartheta \psi}}, \quad (6)$$

де K_{II} – поправочний коефіцієнт, який для різних матеріалів є різним і визначається експериментально; ψ – коефіцієнт заповнення перерізу труби, враховуючи об'єм, який займає ланцюг та скребок $\psi = 0,8 \dots 0,9$; γ_B – об'ємна маса вантажу, $H/м^3$; ϑ – швидкість тягового органу, $\vartheta = 0,1 \dots 0,4$ м/с.

При тяговому розрахунку коефіцієнт опору рухові тягового органу дорівнює коефіцієнту тертя скребків по жолобу, $w = f = 0,3 \dots 0,6$ (сталь по сталі), $f = 0,5 \dots 0,6$ (гума по сталі). Коефіцієнт опору переміщення сипучого вантажу по трубі з врахуванням тиску вантажу на стінки труби приймають на горизонтальних ділянках траси $f' = 0,6 \dots 0,7$, на вертикальних $f' = 2,5 \dots 3,0$.

Аналіз залежностей для конкретних умов експлуатації дозволить оцінити характер зміни переміщень канату та їх натягу в процесі роботи і обґрунтувати параметри та режими експлуатації конвеєрів з гнучкими тяговими елементами.

Висновки: 1. Проведено огляд нових типів екологічно чистих трубчастих, скребкових, гнучких канатних конвеєрів для транспортування сипких матеріалів в агропромисловому комплексі по криволінійних трасах з забезпеченням екологічно чистого технологічного процесу. 2. Представлені теоретичні залежності для визначення продуктивності і конструктивних параметрів, які необхідно експериментально підтвердити і уточнити.

Література

1. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машиностроение, 1964. – 250с.
2. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини [Текст] / Ф.К. Іванченко - К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
3. Любін М.В. Механізація транспортуючих та вантажо-підйомних робіт [Текст] / М.В. Любін, П.С. Берник – Київ – Вінниця: Урожай, 1996. -191с.
4. Oleg LYASHUK, Andriy DYACHUN, Roman ZOLOTUY, Olexandr OLEKSYSYHYN, Yroslav ZAMORA, Zdenko TKÁČ. 2013. – Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. In acta technologica agriculturae, 2013, no. 4, p.101-105, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
5. Ляшук О.Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів / О.Л. Ляшук // Збірник науково-технічних праць. – Національний лісотехнічний університет України. Випуск 20.9 «Науковий вісник НЛТУ України». – Львів, 2010. – С. 84–88.
6. Гевко І.Б. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром [Текст] / І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету, Агроінженерні дослідження. – Випуск 17. – Львів, 2013. – С. 187–193.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.35

© І.П. Головачук, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОГО СТАНУ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

Досить важливим питанням в процесі брання є мінімізація пошкодження стебел і розтягнутість стрічки льону. В статті стебло пропонується розглядати, як багатоланкову систему з пружними шарнірами. Це дозволяє змоделювати поведінку стебла під дією зовнішніх сил.

БРАННЯ, ЛЬОН, СТРІЧКА, РОЗТЯГНУТІСТЬ, ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ.

Постановка проблеми. На стебло в процесі брання внаслідок взаємодії з робочими органами льонозбиральної машини діють сили, що зумовлюють деформацію стебла. В результаті чого стебло може бути виведене зі стану рівноваги, а це, в свою чергу, може призвести до зламу та розтягнутості стрічки льону. Тому дослідження цих процесів є важливим питанням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням стійкості пружних систем займався Н.А. Алфутов [2], а механічних властивостей стебел льону – Г.А. Хайліс [3] та інші. Зокрема Н.А. Алфутов досліджував пружні властивості багатоланкових систем та їх рівновагу. Г.А. Хайліс займався вивченням питання кривини стебел та розтягнутості стрічки льону.

Мета дослідження. В даній статті ставиться мета – дослідження пружних властивостей стебел, як багатоланкових систем. Адже під впливом робочих органів машин рослинний матеріал деформується. Тому нами було розглянуто схеми з різною кількістю ланок та прикладеними зовнішніми силами.

Результати дослідження. Розглянемо стебло як механічно просту систему, що складається з окремих ланок з'єднаних пружними шарнірами. Для дослідження стійкості проаналізуємо декілька основних схем розподілу сил, що діють на стебло.

Подільники 1 формують смуги зі загальної маси стеблостою на полі та спрямовують стебла до бральних барабанів 2. На рис. 1 представлено одну секцію брального апарата [1]. Від ширини захвату a однієї бральної секції та форми подільників залежить розтягнутість стрічки льону на виході з бральної секції. Під час дослідження рівноваги стебла, що знаходиться між подільниками нам потрібно враховувати сили, що діють з боку прутків подільника та защемлення в

землі. Необхідно також враховувати, що прикладені навантаження є статичними.

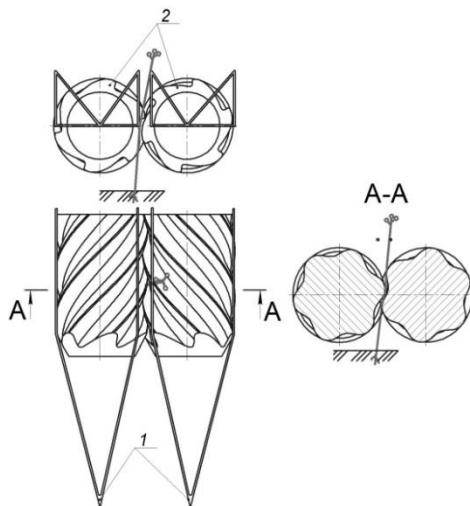


Рис. 1 – Схема затискання стебла у бральному рівчакові: 1 – подільники; 2 – бральні барабани

Прийmemo стебло льону абсолютно жорстким тілом нижня частина якого закріплена у пружному шарнірі. Довжину стебла прийmemo рівною 800...1000 мм. Так як стебло має форму конуса з діаметром в центральній частині 0,7...2 мм, то центр його ваги буде знаходитись на відстані 0,39...0,45 мм від нижньої основи. Під час брання льону доцільно розмішувати подільник саме в цій зоні. У вихідному положенні прийmemo вісь стебла льону розміщено вертикально. Розглянемо схему (рис. 2, а), на якій представлено стебло довжиною l відхилене на кут φ від вертикального положення під дією сили P . Приймаємо, що сила P зберігає горизонтальне положення, коли стебло у відхиленому положенні. Момент у пружному шарнірі будемо вважати пропорційним куту відхилення стержня φ і дорівнюватиме $k\varphi$, де k – жорсткість пружного шарніра. Тоді запишемо рівняння рівноваги стебла у відхиленому положенні й отримаємо.

$$Pl \cos \varphi = k\varphi. \quad (1)$$

Отримане рівняння має два незалежних розв'язки:

$$\left. \begin{aligned} \varphi = 0, \text{ за будь-якого значення } P, \\ P = \frac{k \cdot \varphi}{l \cdot \cos \varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Криві, що відповідають цим рішенням, коли $\varphi < \pi$, показані на рис. 2, б, відкладені значення безрозмірної сили $P_\sigma = l/k P$. Коли $P=0$ єдине положення рівноваги буде вертикальним. У разі коли $P>0$, система буде у рівновазі між точками 1 та 2.

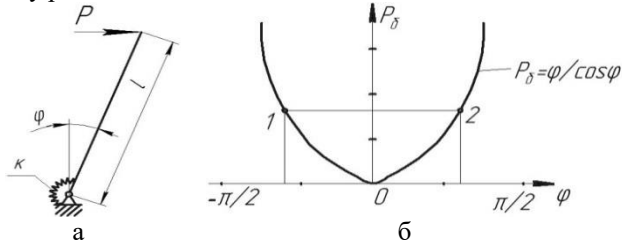


Рис. 2 – Схема для дослідження рівноваги стебла (а) і графік залежності прикладеної сили від кута відхилення стержня (б)

Таким чином, можна зробити висновок, що за одних і тих же прикладених зовнішніх зусиллях та тих же умовах закріплення пружна система може мати декілька різних положень рівноваги. В положенні рівноваги повна потенціальна енергія цієї механічної системи має стаціонарне значення, причому, відповідно до теореми Лагранжа, положення рівноваги стійке за умови, якщо значення потенціальної енергії дорівнює мінімуму [2].

У розглянутій механічній системі не був врахований початковий кут відхилення осі стебла. В реальній системі досить часто кут відхилення від вертикального положення відмінний від нуля. Це зумовлене робочим процесом під час формування стебел у смуги. Від ширини якої і залежить кут відхилення стебел від вертикального положення. Розглянемо, яким чином впливають початкові умови на поведінку системи.

Встановимо вплив початкового відхилення φ_0 на поведінку системи, представленій на рис. 3. У разі відхилення стебла на кут φ_n в пружному шарнірі розвиватиметься момент $k \cdot (\varphi_n - \varphi_0)$; тоді умова рівноваги опишеться наступним рівнянням:

$$P \cdot l \cdot \cos \varphi_n = k \cdot (\varphi_n - \varphi_0). \quad (3)$$

Звідки, за умови, що $\varphi_0 \neq 0$ отримаємо:

$$P = \frac{k}{l} \cdot \frac{\varphi_n - \varphi_0}{\cos \varphi_n}. \quad (4)$$

На рис. 3, б представлено криві залежності сили P_σ від кута відхилення стебла φ . Крива а ілюструє залежність сили P від кута φ у разі якщо $\varphi_0=0$, а крива б – коли $\varphi_0 \neq 0$. Аналіз графіків показує, що у

разі початкового відхилення стебла на кут φ_0 система буде урівноважена пружним шарніром. Якщо кут відхилення стебла досягне певного критичного значення φ_n , то воно втратить рівновагу та може бути пошкодженим.

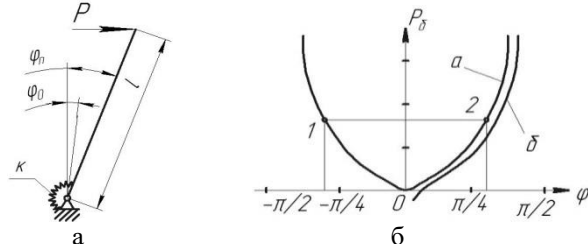


Рис. 3 – Схема до розрахунку рівноваги за $\varphi_0 \neq 0$ (а) та графік залежності сили P_δ з врахуванням кута відхилення φ_0 (б)

Розглянемо задачі при інших умовах навантаження стебел. На рис. 4 представлено пружну систему, що містить дві ланки. Під час вирішення цих задач пружної стійкості потрібно визначити критичні точки біфуркації та критичних навантажень. Визначимо точки біфуркації за допомогою однорідних лінеаризованих рівнянь. Таким чином нам необхідно знайти точки рівноваги, що знаходяться біля вихідного положення. На рис. 4, а представлено схему на якій система навантажена силою P . Ці схеми дають можливість проаналізувати окремі положення стебла в бральному рівнянні. Відхилене положення системи задамо за допомогою кутів φ_1 та φ_2 . Моменти у пружних шарнірах відповідно рівні $k_1 (\varphi_1 - \varphi_2)$ та $k_2 \varphi_2$, де k_1 та k_2 жорсткість пружних шарнірів. Так як кути φ_1 та φ_2 є малі та враховуючи тільки лінійні складові відносно φ_1 та φ_2 , отримаємо систему лінійних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} k_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - P l_1 &= 0; \\ k_2 \cdot \varphi_2 - k_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - P \cdot l_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Ця система має розв'язок, коли $\varphi_1=0$, $\varphi_2=0$ та $P=0$, що відповідає вертикальному положенню рівноваги. Знайдемо кути φ_1 та φ_2 за умови, що сила P не дорівнює 0. Для цього складемо матрицю

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} P l_2 \\ P l_1 \end{vmatrix}. \quad (6)$$

Використовуючи метод зрівняння коефіцієнтів, ми отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= (P l_2 \cdot k_1 - P l_1 \cdot k_1) / ((k_1 + k_2) \cdot k_1 - k_1^2); \\ \varphi_2 &= ((P l_1 \cdot (k_1 + k_2)) - P l_2 \cdot k_1) / ((k_1 + k_2) \cdot k_1 - k_1^2). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Застосувавши до системи певні перетворення, запишемо:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= (Pk_1(l_2 - l_1)) / k_1 \cdot k_2; \\ \varphi_2 &= (P((k_1 \cdot (l_1 - l_2)) + l_1 k_2)) / k_1 \cdot k_2. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

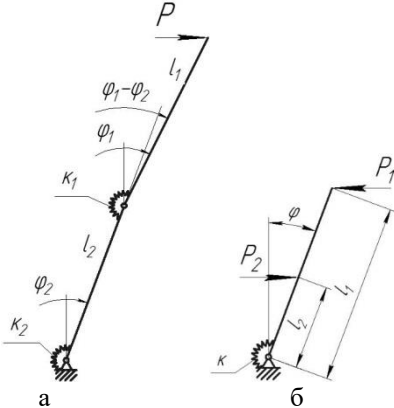


Рис. 4 – Схема до дослідження рівноваги стебла із двома ланками (а) та із двома прикладеними силами (б)

За допомогою лінійних рівнянь можна встановити точки рівноваги системи в суміжних з вихідним станом. До пружної системи (стебло) можуть також бути одночасно прикладені декілька сил. Схему із прикладеними силами представимо у вигляді поданому на рис. 4, б. Така система має місце у випадку, коли, наприклад, стебло розміщене у бральному рівчакові та утримується у вертикальному положенні двома прутками подільника (рис. 1). Таким чином критичні значення сил, що діють на стебло, будуть становити

$$P_{1кр} = k/l_1 \text{ та } P_{2кр} = k/l_2.$$

Лінійне рівняння за одночасного навантаження стебла двома силами буде мати наступний вигляд:

$$(P_1 l_1 - P_2 l_2) \cos \varphi = k \varphi. \quad (9)$$

Коли $\varphi \neq 0$ система буде знаходитися у рівновазі, якщо $P_1 l_1 - P_2 l_2 = 0$. Оскільки кут відхилення φ знаходиться в межах $0^\circ \dots 15^\circ$ то $\cos \varphi \approx 1$. Отже, якщо $P_1 l_1 - P_2 l_2 \leq k \varphi$, тоді положення системи буде стійким. У разі, коли $P_1 l_1 - P_2 l_2 \geq k \varphi$ буде нестійким. Рівняння, що описує межі області стійкості, має вигляд:

$$\frac{P_1}{P_{1кр}} - \frac{P_2}{P_{2кр}} = 1. \quad (10)$$

Крім вищезгаданих випадків стебло може бути представлене, як дволанкова система навантажена одночасно силами P_1 та P_2 (рис. 5). Рівняння, що описують умову рівноваги стебла в положенні, відхиленому від вихідного, мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + P_1 l_1 &= 0; \\ k_2 \varphi_2 + P_1(l_1 \varphi_1 - l_2 \varphi_2) - P_2 l_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

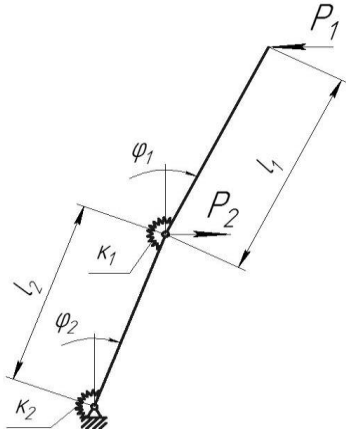


Рис. 5 - Схема до дослідження рівноваги стебла із двома ланками та з двома прикладеними силами

Використовуючи метод зрівняння коефіцієнтів, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{k_1 \times (k_2 - P_1(l_2 - l_1))}{P_1 l_1 \times (P_1 l_2 - k_2) - k_1 P_2 l_2}; \\ \varphi_2 &= \frac{P_1 \times (k_2 - k_1(l_2 - l_1))}{k_1 \times P_2 l_2 - P_1^2 \times l_1^2}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Таким чином, прийнявши почергово $P_2=0$ та $P_1=0$, ми можемо знайти критичні значення кутів відхилення для окремо взятої сили. Прийнемо $P_1=0$, тоді:

$$\varphi_{1кр} = \frac{k_1 k_2}{-k_1 P_2 l_2}. \quad (13)$$

За умови, коли $P_2=0$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{1кр} &= \frac{k_1(k_2 - P_1 \times (l_2 - l_1))}{P_1 l_1 (P_1 l_2 - k_2)}; \\ \varphi_{2кр} &= \frac{P_1(k_2 - k_1 \times (l_2 - l_1))}{P_1^2 l_1^2}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Висновки. Отже, стебло можна представити, як пружну систему. Для точного відображення реальної системи, стебло розбивають на довільну кількість ланок та прикладають зусилля в конкретних точках. Використовуючи багатоланкові системи, можна більш точно описати поведінку стебел під дією зовнішніх сил.

Література

1. Пат 71205 У України, А01D 45/06. Бральний апарат / Головачук І.П. - № у 2011 14333; Заявл. 05.12.2011; Опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13 - 5 с.
2. Алфугов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. - М.: Машиностроение, 1978. - 312 с.
3. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. - Киев: УААН, 1994. - 332 с.

Рецензент д.т.н., проф. С.І. Пустольга

УДК 621.82

© В.І. Диня, к.т.н.,

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

ТЕХНІКО–ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ОБЕРТОВИХ ВТУЛОК У СВЕРДЛИЛЬНИХ КОНДУКТОРАХ

Представлена конструкція пристрою для дослідження процесу зношення кондукторних втулок свердлильних пристроїв і свердел з постійними кондукторними втулками і кондукторними втулками виконаними у вигляді радіально-упорних підшипників, який забезпечує підвищення експлуатаційної надійності і довговічності кондукторів. Виведено аналітичні залежності процесів зношування поверхні кондукторних втулок від конструктивних параметрів та параметрів взаємодії системи свердління та кондукторної втулки. Економічно обґрунтовано впровадження удосконаленої конструкції.

СВЕРДЛИЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, КОНДУКТОРНІ ВТУЛКИ, СВЕРДЛА, ЗНОШЕННЯ.

Постановка проблеми. Сучасні реалії ринкової економіки в умовах жорсткої конкуренції вимагають постійної модернізації та розширення існуючої номенклатури товарів та застосування в технологічних процесах виготовлення та ремонту сільськогосподарських машин універсальних пристроїв, зокрема кондукторів і багатощпіндєльних головок, що дасть змогу покращити якість продукції, зменшити собівартість їх виготовлення та зробити виробництво гнучким і швидко переналагоджуваним на різні типорозміри деталей машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розробленню конструкцій кондукторів для свердління отворів у деталях машин під час їх виготовлення і відновлення присвячено багато праць, тим більше, що кондуктори використовують на кожному машинобудівному підприємстві. У роботах професорів Б.І. Костецького [1] і Н.В. Крагельського [2] подані методики розрахунку надійності й довговічності деталей тертя загального призначення. У роботі М.А. Ансьорова [3] йдеться про стаціонарні кондуктори, розраховані для крупносерійного і масового виробництва, тобто у яких немає гнучкості, що важлива в умовах сучасного виробництва. У роботі А.К. Горошкина [4] проведено розрахунок кондукторів на точність, але не враховано зношення однієї із найважливіших частин – кондукторної втулки. Крім того, мало уваги приділено обертовим кондукторним

втулкам, як самим надійним і довговічним. В роботі О.О. Жолобова [5] і Б.М. Гевка [6] представленні технічні умови підвищення надійності і довговічності деталей машин. Крім того, мало уваги приділено обертовим кондукторним втулкам.

Тому **метою дослідження** є обґрунтування доцільності використання обертових втулок у свердильних кондукторах.

Результати дослідження. Свердильний поворотний пристрій (рис. 1) [7] виконано у вигляді плити основи 1, на якій змонтований пристрій і на шарнірах 2 жорстко встановлено нижню поворотну плиту 3 з можливістю провертання на певний кут у вертикальній площині перпендикулярній до видовженої сторони плити основи. З правого кінця зверху до нижньої поворотної плити 3 на циліндричному шарнірі 4 жорстко закріплено верхню поворотну плиту 5 з можливістю кутового напрямку у вертикальній площині перпендикулярній до попереднього повороту. Нижня поворотна плита 3 і плита основа 1 з'єднані між собою стяжними болтами 6 з можливістю відносного переміщення, на які встановлені розтискні пружини 7 для їх розтискання з можливістю відносного переміщення.

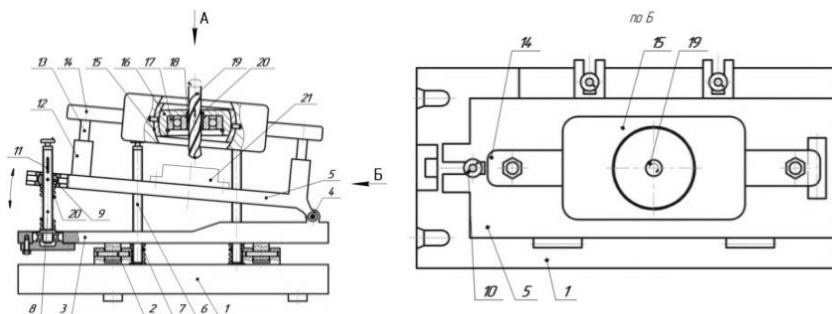


Рис. 1 – Конструкція поворотного свердильного кондуктора

З лівого кінця верхньої поворотної плити 5 вертикально встановлено регульовальний гвинт 8, вісь якого є паралельною до осей стяжних болтів, який зверху з'єднаний зі сферичною гайкою 9, яка жорстко закріплена у верхній поворотній плиті 5 відомим способом з можливістю її повороту під кутом до нижньої поворотної плити 3 під певним кутом. На регульовальний гвинт 8, між верхньою поворотною плитою 5 і нижньою поворотною плити 3 встановлено пружину 10 для їх розтискання. На регульовальному гвинту 8 нанесена шкала 11 величини кута повороту верхньої поворотної плити 5. З правої сторони від регульовального гвинта 8 зверху верхньої поворотної плити 5 виконано вертикальні виступи 12, зверху яких жорстко встановлені

вертикальні колонки 13, до яких жорстко закріплена кондукторна плита 14, в центрі якої виконано сферичний отвір 15, який є у взаємодії зі сферичним корпусом 16. В цей корпус встановлено радіально-упорний підшипник 17 відомим способом зі змінною втулкою 18, яка є у взаємодії з свердлом 19 з можливістю провертання під кутом і системою змащення у вигляді войлочно-змащувального кільця 20, яке зв'язано з системою змащення (на кресленні не показано). Підшипник 17 зафіксовано в корпусі 16 стопорним кільцем відомим способом. Зверху верхньої поворотної плити 5 встановлена заготовка 21 для її оброблення.

Під час свердління отворів свердло і втулка контактено взаємодіють. Використання стаціонарних нерухомих кондукторних втулок призводить до того, що поверхні втулок зношуються внаслідок обертОВОГО і лінійного руху по них свердла. Під час використання обертОВОГО втулок на підшипниках контактна поверхня втулок зношується в основному – через лінійне переміщення свердла.

Величину зношування втулок для даних умов визначають інтенсивністю зношування k , яка залежить від матеріалу втулки та свердла, їхньої твердості, шорсткості поверхонь, використання змащувально-охолоджуючі рідини (ЗОР), та інше. Інтенсивність зношування визначаємо експериментально. Оскільки тертя між втулкою і свердлом нормальне, без патологічних особливостей, згідно з літературними даними [1] $k = 2 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/м}$.

Величина зношування втулки під час оброблення партії деталей визначається з залежностей:

– для обертОВОГО втулок:

$$h_1 = l_1 \times k \times w, \quad (1)$$

де k – інтенсивність зношення, мкм/м; h_1 – величина зношення обертОВОГО втулки, мкм; l_1 – шлях контакту між обертОВОЮ втулкою і свердлом, м; w – кількість деталей у партії;

– для нерухомих втулок:

$$h_2 = l_2 \cdot k \cdot w, \quad (2)$$

де h_2 – величина зношення нерухоМОГО втулки, мкм; l_2 – шлях контакту між нерухоМОЮ втулкою і свердлом, м; w – кількість деталей у партії.

Шлях контакту між обертОВОЮ втулкою і свердлом визначають за формулою:

$$l_1 = k_1 H (1 + k_2), \quad (3)$$

де k_1 – коефіцієнт проковзування, $k_1 = 1, 2, \dots, 1, 4$; H – довжина свердління, м; k_2 – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальній сили на поверхнях контакту під час зворотного ходу свердла, $k_2 = 0, 4, \dots, 0, 8$.

Шлях контакту між нерухомою втулкою і свердлом визначають за формулою:

$$l_2 = H \cdot \left(\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} \right), \quad (4)$$

де S_1 – величина подачі свердла під час врізання, м/об; r – радіус свердла, м; k_2 – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальної сили на поверхнях контакту під час зворотного ходу свердла, $k_2=0,4\dots0,8$; S_2 – величина подачі свердла під час зворотного ходу, м/об.

Довжину свердління визначається з залежності:

$$H = H_1 + H_2 + H_3, \quad (5)$$

де H_1 – висота втулки, м; H_2 – зазор між втулкою і деталлю, м; H_3 – глибина отвору, м.

Коефіцієнт зменшення зношення обертових втулок порівняно із нерухомими визначають з залежності:

$$k_n = \frac{k_1(1+k_2) \cdot K_3}{\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2}}, \quad (6)$$

де K_3 – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальних сил на поверхні контакту свердла під час прямого і зворотнього ходу, $k_3 \approx 0,7\dots0,9$.

Необхідну кількість втулок для виготовлення партії деталей визначають із залежності:

– обертових втулок:

$$m_1 = h_1 / h_{max}, \quad (7)$$

де m_1 – необхідна кількість обертових втулок; h_{max} – максимально допустима величина зношення втулки, мкм.

– нерухомих втулок:

$$m_2 = h_2 / h_{max}, \quad (8)$$

де h_{max} – максимально допустима величина зношення втулки, мкм.

Враховуючи значення формул (1) і (3), визначають необхідну кількість обертових втулок:

$$m_1 = \frac{k_1 \cdot k \cdot w \cdot H(1+k_2)}{h_{max}}. \quad (9)$$

Враховуючи значення формул (2) і (4), визначають необхідну кількість нерухомих втулок:

$$m_2 = \frac{k \cdot w \cdot H \left(\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} \right)}{h_{max}}. \quad (10)$$

де r – радіус свердла, м; h_{max} – максимально допустима величина зношення втулки, мкм.

Економічний ефект від застосування обертових втулок визначають за формулою:

$$C = C_1 - C_2. \quad (11)$$

Собівартість використання нерухомої втулки

$$C_1 = P_1 \cdot m_1, \quad (12)$$

де P_1 – вартість однієї нерухомої втулки, грн.; m_1 – необхідна кількість нерухомих втулок. Собівартість використання обертової втулки:

$$C_2 = P_2 \cdot m_2, \quad (13)$$

де P_2 – вартість однієї обертової втулки, грн.; m_2 – необхідна кількість обертових втулок.

Для прикладу, після проведених розрахунків і пошукових дослідів, встановлено, що економічний ефект від застосування обертових втулок під час свердління отворів діаметром 10 мм на глибини свердління 20 мм за величини партії деталей 10000 шт. становить 132 грн.

Графік залежності величини зношення нерухомої втулки від радіуса робочого свердла показано на рис. 3 звідти видно, що при збільшенні радіуса свердла і відповідно радіуса оброблення величина зношення нерухомої втулки зростає, а при зменшенні величини подачі величина зношення втулки зменшується.

На рисунку 4 зображено графік залежності величини зношення обертової втулки від кількості деталей у партії.

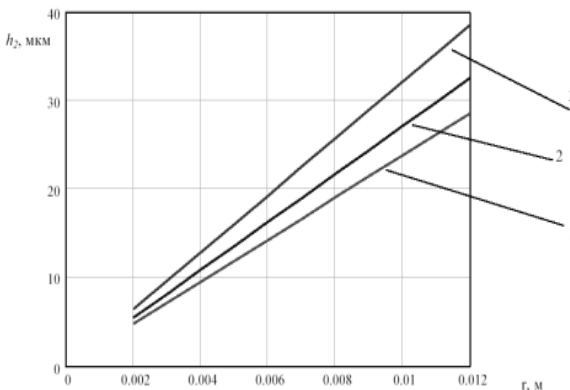


Рис. 3 – Графік залежності величини зношення нерухомої втулки від радіуса свердла: 1 – $S=0,2$ мм/об.; 2 – $S=0,25$ мм/об.; 3 – $S=0,3$ мм/об.

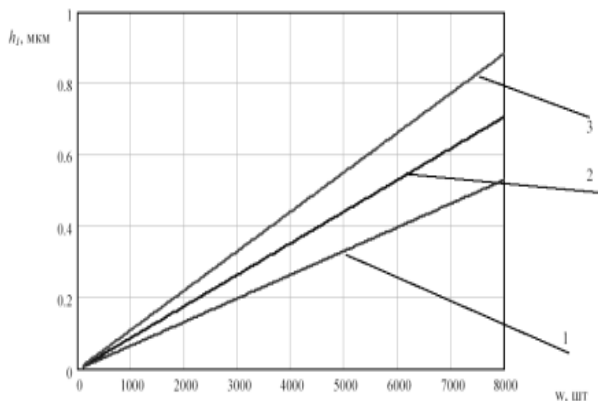


Рис. 4 – Графік залежності величини зношення втулки від кількості деталей у партії: 1 – $H=20$ мм; 2 – $H=25$ мм; 3 – $H=30$ мм

Згідно з цього графіка робимо **висновок**, що за збільшення кількості деталей у партії та висоти втулки величина зношення обертової втулки зростає.

Література

1. Костецький В.И. Надежность и долговечность машин / Костецький В. И. – К.: Техника, 1975. – 408 с.
2. Крагельский Н.В. Основы расчета на трение и износ / Крагельский Н.В, Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
3. Ансеров М. А. Приспособления для металлорежущих станков / Ансеров М. А. – М.: Изд. Машиностр., 1975. – 658 с.
4. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков / Горошкин А.К. – М.: Машиностроение, 1973. – 303 с.
5. Пат. №56735 Україна. МПК В23В 49/00. Кондуктор накладний. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Диня В.І. та інші. Заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №и 201008318; заявл. 05.07. 10; опубл. 25.01. 11, Бюл. №2, 2011.
6. Жолобов О.О., Мельничук П.П. та інші. Технологія автоматизованого виробництва. – Житомир, 2008. – 1014 с.
7. Гевко Б.М., Радик Д.Л., Гевко І.Б. Технології сільськогосподарського машинобудування. – К.: Кондор, 2009. – 495 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.365:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.; С.Є. Голячук, к.с.-г.н.,
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СУШАРОК СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті розглянуті особливості конструкцій сушарок сипких матеріалів та здійснено їх аналіз за конструктивними параметрами. На основі проведеного аналізу запропоновано конструкцію сушарки складових лляного вороху.

СУШАРКА, КОНСТРУКЦІЯ, ПАРАМЕТРИ, ЛЛЯНИЙ ВОРОХ.

Постановка проблеми. Сушіння рослинних матеріалів є енергоємним процесом, що в умовах постійного подорожчання енергоресурсів призводить до відмови від нього в господарствах. Як наслідок, неможливість збирання та переробки врожаю за несприятливих погодних умов та значні його втрати. Знизити витрати на процес можна ефективніше використовуючи сушильний агент та збільшуючи продуктивність сушарок. Досягнути поставлену мету можна за рахунок удосконалення існуючих та розробки нових зразків сушильної техніки, обґрунтовуючи їх раціональні конструктивні та технологічні параметри.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичними та експериментальними дослідженням сушіння рослинної сировини займалися А.С. Гінзбург, В.Ф. Дідух, Р.В. Кірчук, Б.І. Котов, О. Крішер, А.В. Ликов, С.Г. Панасюк, А.В. Спірін, В.П. Чеботарьов та інші науковці [1, 2]. Науковцями проведено глибокий аналіз факторів, що впливають на перебіг процесу сушіння, досліджено фізико-механічні та аеродинамічні властивості рослинної сировини як об'єкта сушіння, обґрунтовано енергоощадні способи і режими сушіння з врахування властивостей матеріалу, запропоновано низку конструкцій сушарок, що дозволяють реалізувати ці способи та режими, а також забезпечують зниження енергоємності та скорочення тривалості процесу з одночасним рівномірним просушуванням матеріалу. Разом з тим, складові лляного вороху, як об'єкти сушіння, потребують врахування їх властивостей під час розробки конструкцій сушильного обладнання, тому подальші дослідження у цьому напрямку є актуальними.

Мета дослідження – проаналізувати відомі конструкції сушарок сипких матеріалів та обґрунтувати конструкцію сушарки складових лляного вороху.

Результати дослідження. До особливостей конструкцій сушарок, які впливають на процес сушіння, можна віднести: наявність робочих органів, що активують сушіння (лопаті, гвинти, спіралі та ін.); спосіб підведення та відведення сушильного агента; об'єм матеріалу, що одночасно може перебувати в сушарці, зокрема, важлива висота шару матеріалу через який проходить сушильний агент, що не може перевищувати величини зони сушіння, оскільки в протилежному випадку частина матеріалу буде пересушуватися, а частина недосушуватися; стан матеріалу під час сушіння (рухомий, нерухомий, псевдорозріджений та ін.); можливість регулювання режиму сушіння в залежності від параметрів матеріалу.

Сушіння насіння льону та насінневого вороху (сипкий матеріал) здійснюють у щільному квазірухомому (незначна швидкість переміщення матеріалу) шарі або розпушеному шарі. Для сушіння сипкого матеріалу у щільному квазірухомому шарі застосовують бункери для вентиляювання різної форми, а також шахтні та жалюзійні сушарки. Для сушіння сипкого матеріалу у розпушеному або тонкому шарі застосовують каскадні, тарілчасті, карусельні, вібраційні, стрічкові, шнекові, спіральні, поршневі та барабанні сушарки. Аналіз існуючих конструкцій та патентний пошук показали, що основним недоліком сушарок матеріалу у щільному квазірухомому шарі є малорухомість матеріалу, його ущільнення під власною вагою, що зумовлює нерівномірне вентиляювання матеріалу, а, відповідно, його сушіння. Основним недоліком відомих конструкцій засобів сушіння матеріалу у розпушеному стані є неповне використання об'єму сушильної камери, що спричиняє зниження продуктивності, та нераціональне використання сушильного агента. Крім того, мають місце значні енерговитрати на привод камер сушіння та робочих органів сушарок. До недоліків необхідно також віднести і те, що способи сушіння, які реалізовані у відомих конструкціях засобів сушіння, є енергоємними, оскільки не забезпечують оптимальних температурних режимів сушіння. Таким чином, існує необхідність у розробці нових засобів сушіння, які б усували зазначені недоліки.

У таблиці представлені конструкції сушарок, які можуть використовуватися для сушіння насіння льону та інших сипких матеріалів. Проаналізуємо конструктивні схеми сушарок з метою вибору найбільш раціональної конструкції, яка б забезпечувала ефективне та рівномірне сушіння матеріалу з мінімальними енерговитратами на процес. Для аналізу сушарок виберемо наступні конструктивні параметри: x_1 – вид камери сушіння (рухома, нерухома); x_2 – наявність конструктивних елементів (робочих органів),

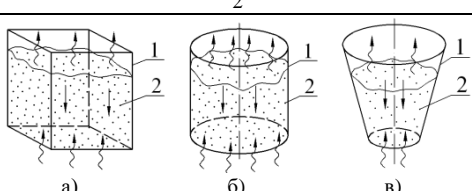
що інтенсифікують сушіння шляхом різних дій на матеріал (перемішування, розпушування, пересипання та ін.) або це зумовлено формою чи рухом сушильної камери; x_3 – наявність у конструкції спеціальних транспортуючих робочих органів для матеріалу; x_4 – наявність у конструкції повітророзподільної системи, що забезпечує розподіл сушильного агента у шарі матеріалу для рівномірного сушіння (однакову інтенсивність вентилявання матеріалу за об’ємом); x_5 – ступінь заповнення об’єму сушильної камери матеріалом.

Для характеристики конструктивних параметрів скористаємося булевими змінними, що можуть приймати два значення “0” та “1”. Прийнемо, що якщо конструктивний елемент сушарки чинить позитивний вплив на процес сушіння та знижує його енергоємність, тоді параметру, що характеризує цей конструктивний елемент, присвоюється значення “1”. Якщо ж конструктивний елемент сушарки чинить негативний вплив на процес сушіння, тоді параметру, що його характеризує, присвоюється значення “0”. Таким чином, для найбільш раціональної конструкції сума булевих змінних, що характеризують вказані параметри, має бути максимальною:

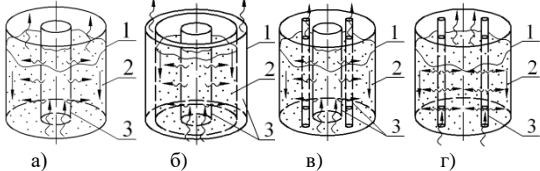
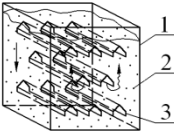
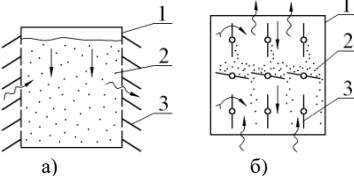
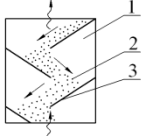
$$S(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \sum_{i=1}^n x_i \rightarrow \max, \quad (1)$$

де x_i – i -й конструктивний параметр; n – кількість конструктивних параметрів.

Таблиця – Схеми сушарок та їх характеристики

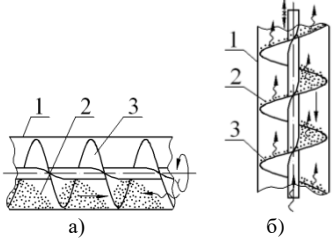
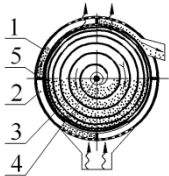
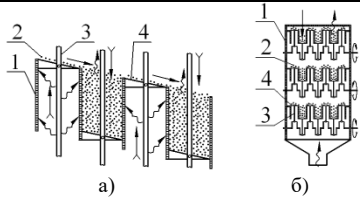
№ з/п	Схема та особливості конструкції сушарки	Параметри конструкції x_i та їх сума S
1	<div style="text-align: center;">  <p>а) б) в)</p> <p>Бункери для вентилявання, що призначені для сушіння сипкого матеріалу у щільному квазірухомому шарі, які виконані у формі: а) паралелепіпеда; б) циліндра; в) конуса (1 – бункер; 2 – сипкий матеріал).</p> </div>	<p>3</p> <p>$x_1 = 1;$ $x_2 = 0;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 1;$ $S = 3$</p>

Продовження табл.

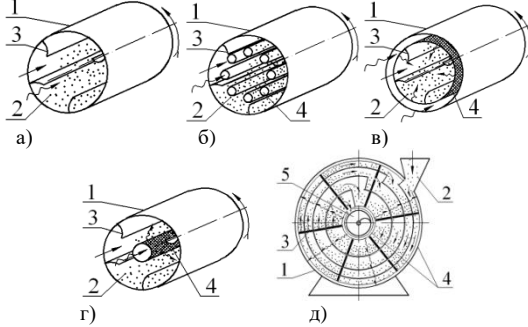
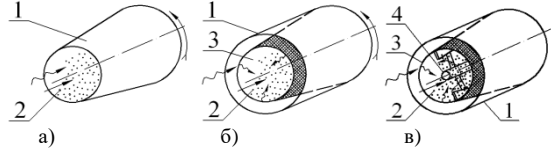
1	2	3
2	 <p>Бункери для вентилявання у формі циліндра з повітророзподільною системою (каналами для підведення та відведення сушильного агента (далі СА)), зокрема: а) з центральним вентиляційним каналом; б) з підведенням СА через центральний вентиляційний канал та відведенням через периферійний; в) з підведенням СА через центральний вентиляційний канал та відведенням через периферійні трубчасті канали; г) з підведенням СА через трубчасті вентиляційні канали (1 – бункер; 2 – сипкий матеріал; 3 – повітророзподільна система)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 0;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 1;$ $x_5 = 1;$ $S = 4$
3	 <p>Шахтна сушарка для сушіння сипкого матеріалу у щільному квазірухомому шарі (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – короби для підведення та відведення СА)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 0;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 1;$ $x_5 = 1;$ $S = 4$
4	 <p>Жалюзійні сушарки для сушіння сипкого матеріалу у щільному квазірухомому шарі: а) жалюзі нерухомі; б) жалюзі рухомі (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – жалюзі)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 0$ (а); $x_2 = 1$ (б); $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 1$ (а); $x_5 = 0$ (б); $S = 3$
5	 <p>Каскадна сушарка для сушіння сипкого матеріалу у розпушеному шарі, що створюється внаслідок пересипання матеріалу під власною вагою з полиць на полицю (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – каскад спрямовуючих полиць)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 3$

1	2	3
6	 <p>Тарілчаста сушарка для сушіння сипкого матеріалу у розпушеному шарі, що створюється за рахунок обертального руху тарілок (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – тарілки)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 3$
7	 <p>Карусельні сушарки для сушіння сипкого матеріалу у розпушеному шарі, що створюється за рахунок обертання елементів конструкції: а) з рухомими дисками; б) з нерухомими дисками (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – лопаті; 4 – вентилятор)</p>	$x_1 = 0$ (а); $x_1 = 1$ (б); $x_2 = 1;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 2$ (а); $S = 3$ (б)
8	 <p>Вібраційна сушарка для сушіння сипкого матеріалу у розпушеному шарі (1 – вібраційна основа сушильної камери; 2 – сипкий матеріал)</p>	$x_1 = 0;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 2$
9	 <p>Стрічкова сушарка у якій сипкий матеріал у тонкому шарі переміщується стрічковими транспортерами, що розміщені на декількох ярусах сушильної камери (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – стрічкові транспортери).</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 0;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 2$

Продовження табл.

1	2	3
10	 <p>Шнекові сушарки у якій переміщення сипкого матеріалу сушильною камерою здійснюється за допомогою шнека: а) горизонтальний шнек, що здійснює обертальний рух; б) вертикальний шнек через який підводиться СА, що здійснює коливний рух (1 – сушильна камера; 2 – матеріал; 3 – шнек)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 0$ (а); $x_3 = 1$ (б); $x_4 = 0$ (а); $x_4 = 1$ (б); $x_5 = 0;$ $S = 2$ (а); $S = 4$ (б)
11	 <p>Спіральна сушарка в якій сипкий матеріал у процесі сушіння ковзає витками спіралеподібної поверхні (1 – сушильна камера; 2 – матеріал; 3 – спіралеподібна поверхня; 4 – завантажувальний шнек; 5 – вивантажувальні лопаті)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 0;$ $x_4 = 0;$ $x_5 = 0;$ $S = 2$
12	 <p>Поршнева сушарка у якій сипкий матеріал періодично пересипається з комірки в комірку, що утворюються зворотно-поступальним рухом полицок (поршнями): а) з ступінчастим розміщенням комірок; б) з ярусним розміщенням комірок (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – привод полицок; 4 – полицки)</p>	$x_1 = 1;$ $x_2 = 1;$ $x_3 = 1;$ $x_4 = 1;$ $x_5 = 0;$ $S = 4$

Продовження табл.

1	2	3
13	 <p>Барабанні сушарки з рухомою або нерухомою горизонтально розміщеною циліндричною сушильною камерою, в окремих конструкціях сушарок передбачено можливість зміни кута встановлення барабана, а розпушування сипкого матеріалу відбувається за рахунок його постійного пересипання в барабані за допомогою полицок, лопатей, гвинтових навівок та інших конструктивних елементів: а) з підведенням СА безпосередньо в рухому сушильну камеру; б) з підведенням СА через перфоровані труби, що розміщені вздовж рухомої сушильної камери; в) з підведенням СА через кільцевий канал на периферії рухомої сушильної камери; г) з підведенням СА у рухому сушильну камеру через осьовий (центральный) канал; д) з підведенням СА у нерухому сушильну камеру через осьовий (центральный) канал та відведенням через периферійний кільцевий канал або навпаки (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – полицки, лопаті, гвинтові навівки; 4 – повітророзподільна система (канали); 5 – шнек)</p>	$x_1 = 0$ (а, б, в, г); $x_1 = 1$ (д); $x_2 = 1$; $x_3 = 1$; $x_4 = 0$ (а); $x_4 = 1$ (б, в, г, д); $x_5 = 0$ (а, б, в, г); $x_5 = 1$ (д); $S = 2$ (а); $S = 3$ (б, в, г); $S = 5$ (д)
14	 <p>Барабанні сушарки з горизонтально розміщеною конічною сушильною камерою в яких сипкий матеріал переміщується та пересипається вздовж сушильної камери внаслідок її форми та обертання або у випадку нерухомого барабана за рахунок лопатей, що здійснюють обертальний рух: а) сушильна камера рухома з підведенням СА безпосередньо в камеру; б) сушильна камера рухома з підведенням СА через кільцевий периферійний канал; в) сушильна камера нерухома з підведенням СА через кільцевий периферійний канал, конструкція обладнана валом з лопатями (1 – сушильна камера; 2 – сипкий матеріал; 3 – перфорований конічний барабан; 4 – вал з лопатями)</p>	$x_1 = 0$ (а, б); $x_1 = 1$ (в); $x_2 = 1$; $x_3 = 1$; $x_4 = 0$ (а); $x_4 = 1$ (б, в); $x_5 = 0$; $S = 2$ (а); $S = 3$ (б); $S = 4$ (в)

Умовні позначення:

- ← — напрямок руху матеріалу;
- ← ~ — напрямок руху сушильного агента;
- ← / — напрямок руху конструктивних елементів

Відповідно до вищезазначеного матимемо:

1) якщо камера сушіння рухома, тоді $x_1 = 0$, якщо нерухома – $x_1 = 1$, це пояснюється тим, що на привод камери сушіння з матеріалом необхідні додаткові енерговитрати;

2) якщо в конструкції сушарки передбачені робочі органи для перемішування, розпушування чи пересипання матеріалу або це зумовлено формою чи рухом сушильної камери, що сприяє інтенсифікації сушіння, тоді $x_2 = 1$, у протилежному випадку – $x_2 = 0$;

3) якщо в конструкції сушарки передбачені транспортери, конвеєри чи інші транспортуючі елементи (робочі органи), до функції яких входить лише переміщення матеріалу сушаркою, то їх наявність збільшує металомісткість конструкції, ускладнює її привод та призводить до зростання енергоємності процесу сушіння, відповідно, за наявності таких конструктивних елементів $x_3 = 0$, у випадку відсутності – $x_3 = 1$;

4) якщо в конструкції сушарки передбачена повітророзподільна система через яку відбувається вентилявання матеріалу з однаковою інтенсивністю за усім його об'ємом, що сприяє рівномірному сушінню та раціональному використанню сушильного агента, тоді $x_4 = 1$, у випадку відсутності такої системи в конструкції сушарки – $x_4 = 0$;

5) чим вищий ступінь заповнення об'єму сушильної камери сушарки за умови забезпечення інтенсивного та рівномірного сушіння матеріалу, тим вища продуктивність сушарки, тому приймаємо, якщо ступінь заповнення об'єму сушильної камери $< 50\%$, тоді $x_5 = 0$, якщо ж ступінь заповнення $\geq 50\%$ – тоді $x_5 = 1$; разом з тим необхідно зазначити, що при збільшенні ступеня заповнення об'єму камери сушіння, зростає висота шару матеріалу, ускладнюється його вентилявання (зростає опір шару матеріалу повітряному потоку) та можливість перемішування, розпушування, пересипання і інших дій, які б сприяли інтенсифікації сушіння та рівномірному сушінню матеріалу.

Здійснивши аналіз конструкцій сушарок у зазначений спосіб встановлено, що конструкція №13 (д) (див. таблицю) має найбільшу суму $S = 5$, але разом із тим є металомісткою та має значні енерговитрати на привод робочих органів (лопаток). Крім того, сушарка має складну схему переміщення матеріалу, а також нерівномірний його розподіл у сегментах барабана, що зумовлює нерівномірність сушіння матеріалу.

У конструкціях №2 (а, б, в, г) та №3 (див. таблицю), що набрали суму $S=4$, недоліком є відсутність перемішування чи інших способів дії на матеріал, які б інтенсифікували його сушіння, натомість сушіння відбувається в товстому квазірухомому шарі, який з незначною швидкістю переміщується під власною вагою внаслідок відбору знизу сушильної камери просушених елементарних шарів матеріалу. Такий спосіб сушіння матеріалу є енергоємним та не забезпечує рівномірне сушіння матеріалу навіть за наявності повітророзподільної системи, оскільки в камері сушіння утворюються зони з різною інтенсивністю вентилявання матеріалу, що зумовлено ущільненням матеріалу у нижній частині камери сушіння під вагою верхніх шарів матеріалу. Крім того, внаслідок геометричних розмірів насіння льону з нього утворюється щільний шар, що ускладнює його вентилявання, тому сушіння насіння льону у товстому шарі малоефективне.

Конструкції №10 (б) та №12 (а, б) (див. таблицю), які мають суму $S=4$, хоча і забезпечують рівномірне просушування матеріалу, але є металомісткими та енергоємними, що обумовлено наявністю значної кількості рухомих робочих органів (шнек, полички) та складним їх приводом.

У конструкції №14 (в) (див. таблицю), що також має суму $S=4$, за рахунок встановлення активаторів (лопатеї) передбачено постійне перемішування та пересипання матеріалу, що забезпечує його рівномірне і інтенсивне сушіння. Разом із тим, недоліком цієї конструкції є низький ступінь заповнення об'єму камери сушіння матеріалом. Збільшувати висоту шару матеріалу у цій конструкції не рекомендується, тому що буде ускладнено роботу активаторів та зросте опір шару повітряному потоку. Тому доцільно збільшити ступінь заповнення об'єму камери сушіння за рахунок конструктивного її зменшення. Для цього пропонується виконати камеру сушіння у вигляді напівконуса та замінити обертальний рух активаторів коливним. Із врахуванням усього зазначеного на основі конструкції №14 (в) (див. таблицю) може бути запропонована конструкція сушарки для сушіння складових льяного вороху (вільного насіння льону, насінневих коробочок льону) та інших сипких матеріалів (рис.) [3], що має низьку металомісткість та енергоємність, але при цьому забезпечує рівномірне просушування матеріалу. Ця конструкція забезпечує одночасне сушіння як вільного насіння льону, так і насіння, отриманого після площення насінневих коробочок.

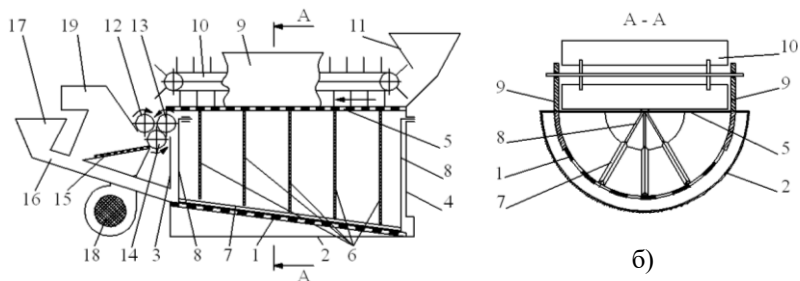


Рис. – Сушарка складових льяного вороху (1 – перфороване днище; 2 – кожух; 3, 4 – торцеві кришки; 5 – плоске перфороване днище; 6 – перегородки; 7 – активатор; 8 – коромисла; 9 – боковини; 10 – транспортер; 11 – бункер насінневих коробочок; 12, 13, 14 – пневматичні барабани; 15 – перфорована пластина; 16 – завантажувальний канал; 17 – бункер насіння; 18 – вентилятор; 19 – вловлювач): а) сушарка; б) переріз сушарки; в) активатор

Висновок. На основі аналізу конструкцій сушарок сипких матеріалів запропоновано сушарку складових льяного вороху (насіння, насінневі коробочки), що має низьку металомісткість та енергоємність, але при цьому забезпечує рівномірне просушування матеріалу.

Література

1. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов / А.С. Гинзбург. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 528 с.
2. Кришер О. Научные основы техники сушки / О. Кришер; пер. с нем. Д.М. Левина; под ред. А.С. Гинзбурга. – М.: Издательство иностранной лит., 1961. – 535 с.
3. Пат. № 44977 Україна, МПК F26 В17/00. Сушарка / І.М. Дударев. Заяв. 17.04.2009; опубл. 26.10.2009; Бюл. № 20.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.333

© А.С. Кобець, д.т.н.; М.М.Науменко, к.т.н.; Н.О. Пономаренко,
Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив. Виведені достатньо прості для інженерного застосування математичні вирази, що дають можливість обґрунтувати параметри конструкції дискового розсіювача добрив, що пропонується, а також розраховувати абсолютну швидкість вильоту гранул з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату робочого органа.

МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, РОЗКИДАЧ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ, ЛОПАТІ, ВІДЦЕНТРОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ДИСК, РІВНОМІРНЕ РОЗМІЩЕННЯ ГРАНУЛ.

Постановка проблеми. Переважну масу мінеральних добрив та хіммеліорантів, що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення окремих сільськогосподарських культур [3–5].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив в сільськогосподарському виробництві країн СНГ погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення, а також дороговизна паливно-мастильних матеріалів, необхідних для роботи машин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій. Проте, незважаючи на фундаментальні дослідження в теорії взаємодії гранули з диском [2, 3] та чисельні удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіювання мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, становить 60–80 %.

Мета дослідження – обґрунтування конструкції відцентрового розкидача мінеральних добрив.

Результати дослідження. Як показав аналіз процесу розсіювання добрив [1], розкидачі відцентрового типу забезпечують

засівання смуги захвату по краях щільніше, ніж посередині. Для покращення рівномірності запропонована конструктивна схема (рис. 1), що забезпечує різні початкові умови вильоту гранул з кожного з трьох ребер, розміщених на чотирьох лопатях диска.

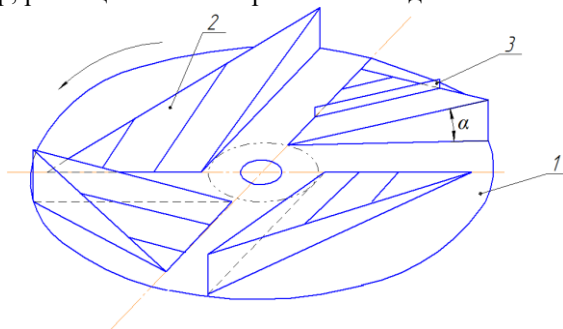


Рис. 1 – Схема розкидача мінеральних добрив: 1 – диск; 2 – лопаті; 3 – одне з напрямних ребер

Відповідно до прийнятої конструкції диска схема розсіювання передбачає, що ширина ділянки B , на яку вносять добриво, розбита на три частини. Кожне ребро на лопаті має вносити добрива на відведену йому площу. Щоб це відбувалося саме так, необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. Мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкості вильоту, достатньої для засівання ділянки захвату шириною $2/3B$, а на короткому ребрі – $1/3B$. Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска ($a = 00_l$; рис.2), використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою:

$$\vec{V} = \vec{V}_r + \vec{V}_e, \quad (1)$$

де \vec{V}_r – відносна швидкість, уздовж напрямного ребра; \vec{V}_e – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска гранули визначається за відомої кутової швидкості диска ω і довжини ребра l як:

$$\vec{V}_e = \omega \cdot \sqrt{l^2 \cos^2 \alpha + a^2}.$$

Відносну швидкість можна знайти за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі [6] з формули:

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e^{in}) + A(F_{ml}) + A(F_{mp}) + A(P), \quad (2)$$

де $A(F_e^{in})$ – робота переносної сили інерції F_e^{in} , що виконується на переміщення вздовж ребра; $A(F_{ml})$ $A(F_{mp})$ – робота сили тертя, яка

виникає відповідно на поверхні лопаті в результаті дії сили F_e^{ih} та ваги гранули P та вертикального ребра від сили інерції Кориоліса F_c та переносної сили F_e^{in} ; $A(P)$ – робота сили ваги; V_0 – початкова відносна швидкість.

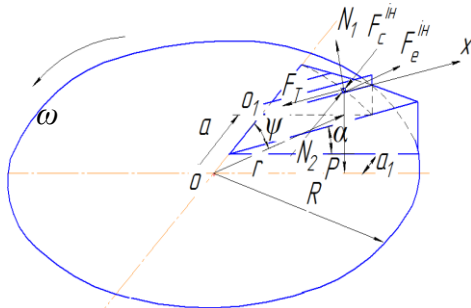


Рис. 2 – Схема сил, що діють на гранули: F_c^{ih} – сила інерції Кориоліса; N_1 – нормальна реакція лопаті у вертикальній площині; N_2 – нормальна реакція ребра (у горизонтальній площині); F_T – сумарна сила тертя

Переносну силу інерції F_e^{in} визначасмо за формулою:

$$F_e^{in} = m\omega^2 r,$$

де r – відстань від вертикальної осі обертання диска до гранули, що приймається за матеріальну точку маси m (рис. 2).

Очевидно, що через поточну координату x можна знайти відстань r :

$$r = \sqrt{(x \cos \alpha)^2 + a^2}.$$

Проекція сили F_e^{ih} на вісь O_1X визначається як:

$$F_e^{in} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha,$$

де $\sin \psi = \frac{x \cos \alpha}{r}$ (рис. 2); m – маса гранули.

У такий спосіб:

$$F_e^{in} = m\omega^2 x \cos^2 \alpha.$$

Роботу переносної сили інерції на переміщенні l запишемо так:

$$A(F_e^{in}) = \int_0^l m\omega^2 x \cos^2 \alpha dx = \frac{l}{2} m\omega^2 \cos^2 \alpha l^2.$$

Для довільного ребра:

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha ,$$

де R_k – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом k ; $k = 1, 2, 3$; для $k = 1$ $R_k = R_l = R$.

Тоді:

$$A(F_e^{in}) = \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2). \quad (3)$$

Силу тертя на поверхні лопаті F_{ml} визначимо через нормальну реакцію N_l (рис. 2), яка обумовлена вагою гранули P і переносною силою інерції F_e^{in} , тобто:

$$N_l = P \cos \alpha + F_e^{in} \sin \psi \sin \alpha .$$

Тоді:

$$\begin{aligned} F_{ml} &= f \left(mg \cos \alpha + m \omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = \\ &= fm \left(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha \right) \end{aligned}$$

де f – коефіцієнт тертя.

Роботу сили тертя на поверхні лопаті $A(F_{ml})$ встановимо за виразом

$$\begin{aligned} A(F_{ml}) &= - \int_0^l fm \left(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha \right) dx = - fmg \cos \alpha l - \\ &\quad - \frac{l^2}{2} fm \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha . \end{aligned}$$

Або, враховуючи, що $l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha$, отримаємо:

$$A(F_{ml}) = - fmg \sqrt{R_k^2 - a^2} - fm \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha . \quad (4)$$

Силу тертя на поверхні ребра визначимо через горизонтальну реакцію N_2 (рис. 2), яка обумовлена силою інерції Коріоліса і переносною, тобто:

$$N_2 = F_c^{in} - F_e^{in} \cos \psi .$$

Сила інерції Коріоліса F_c^{in} діє в тій самій горизонтальній площині, що і сила F_e^{in} , $F_c^{in} = 2m\omega V_r \cos \alpha$, і направлена під прямим кутом до вертикального ребра, у результаті чого:

$$N_2 = 2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \psi,$$

де $\cos \psi = a / r$, тоді для сили тертя F_{mp} визначається формулою:

$$F_{mp} = f \left(2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 a \right). \quad (5)$$

Робота цієї сили визначається як

$$A(F_{mp}) = - \int_0^l 2f m \omega V_r \cos \alpha dx + \int_0^l f m \omega^2 a dx. \quad (6)$$

Точні розрахунки [3] показують, що відносна швидкість пропорціональна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [7] для першого інтеграла формули (6), можна записати, що

$$\int_0^l 2f m \omega V_r \cos \alpha dx = 2f m \omega V_{\text{сеп}} l \cos \alpha,$$

де середнє значення відносної швидкості визначається як $V_{\text{сеп}} = l / 2(V_0 + V)$.

Приймаючи, що початкова відносна швидкість $V_0 = \omega a \cos \alpha$, для $A(F_{mp})$ отримаємо

$$A(F_{mp}) = -f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha. \quad (7)$$

Роботу сили ваги P визначаємо за формулою:

$$A(P) = -m g l_k \sin \alpha. \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) у формулу (2), запишемо

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} &= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2) - f m g \sqrt{R_k^2 - a^2} - \\ &- f m \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha - f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + \\ &+ f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha - m g l_k \sin \alpha. \end{aligned} \quad (9)$$

Якщо в останній вираз підставити значення відстані від центра до першого ребра ($a = a_1$), то отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2} \omega^2 a_1^2 \cos^2 \alpha &= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) - f m g \sqrt{R_k^2 - a_1^2} - \\ &- \frac{1}{2} f m \omega^2 \cdot (R_k^2 - a_1^2) \sin \alpha / \cos \alpha - f m \omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_k^2 - a_1^2} - \end{aligned}$$

$$-fmV\sqrt{R_k^2 - a_l^2} + \frac{fm\omega^2 a_l \sqrt{R_k^2 - a_l^2}}{\cos\alpha} - mgl_k \sin\alpha$$

або

$$\begin{aligned} V^2 + 2Vf\omega\sqrt{R_k^2 - a_l^2} &= \omega^2 a_l \cos\alpha \left(a_l \cos\alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_l^2} \right) + \\ &+ \omega^2 \left(R_k^2 - a_l^2 \right) \left(1 - f \sin\alpha / \cos\alpha \right) - 2fg \cos\alpha \sqrt{R_k^2 - a_l^2} + \\ &+ 2f\omega^2 a_l \sqrt{R_k^2 - a_l^2} / \cos\alpha - 2gl_k \sin\alpha . \end{aligned}$$

Звідки визначаємо відносну швидкість на вильоті з довгого ребра можна отримати:

$$V = -c_1 + \sqrt{c_1^2 + c_2} , \quad (10)$$

де $c_1 = f\omega\sqrt{R_k^2 - a_l^2}$.

$$\begin{aligned} c_2 = \omega^2 a_l \cos^2\alpha \left(a_l \cos\alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_l^2} + \omega^2 \left(R_k^2 - a_l^2 \right) \left(1 - f \sin\alpha / \cos\alpha \right) - \right. \\ \left. - 2fg\sqrt{R_k^2 - a_l^2} + 2f\omega^2 a_l \sqrt{R_k^2 - a_l^2} / \cos\alpha - 2gl_k \sin\alpha \right) . \end{aligned}$$

Згідно зі схемою до визначення абсолютної швидкості, наведеною на рис. 3,

$$V_a = \sqrt{\left(V_a \cos\alpha_0 \right)^2 + \left(V_r \sin\alpha \right)^2} , \quad (11)$$

де α_0 – кут вильоту туки; $V_a \cos\alpha_0$ – проекція швидкості вильоту на горизонтальну площину; $V_r \sin\alpha$ – проекція швидкості вильоту на вертикальну площину.

Проекція $V_a \cos\alpha_0$ знаходиться як результат геометричного додавання переносної швидкості V_e та проекції відносної швидкості на горизонтальну площину, тобто:

$$V_a \cos\alpha_0 = \sqrt{\left(V_r \cos\alpha \right)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos\alpha \cos\gamma} ,$$

де γ – кут між вектором переносної швидкості V_e та проекцією відносної швидкості на горизонтальну площину.

Як витікає зі схеми, наведеної на рис. 4, кут γ визначається як $\gamma = 180^\circ - \varphi$.

Тоді для кута вильоту можна отримати:

$$\alpha_0 = \arccos \sqrt{\left(V_r \cos\alpha \right)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos\alpha \cos\gamma} / V_a . \quad (12)$$

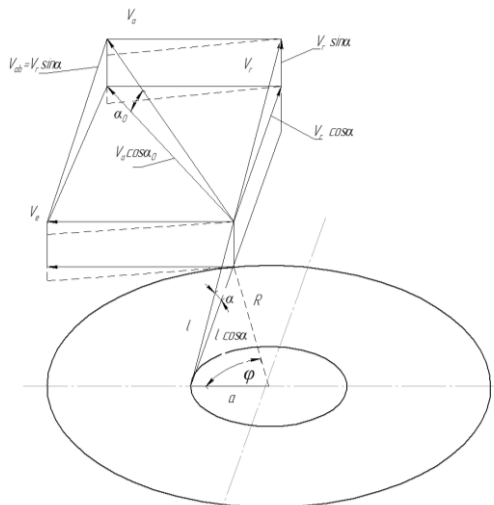


Рис. 3 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

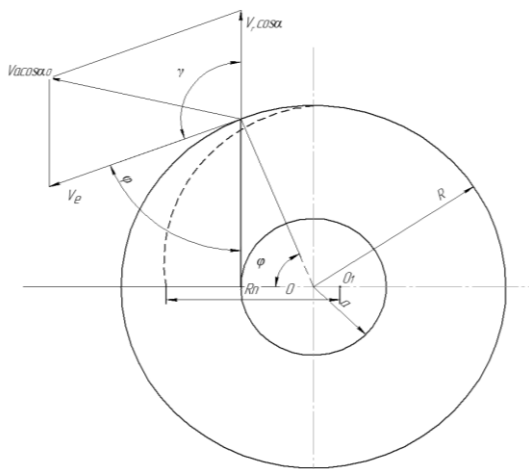


Рис. 4 – Схема визначення кута γ

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис. 5 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопати у якої проєкція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

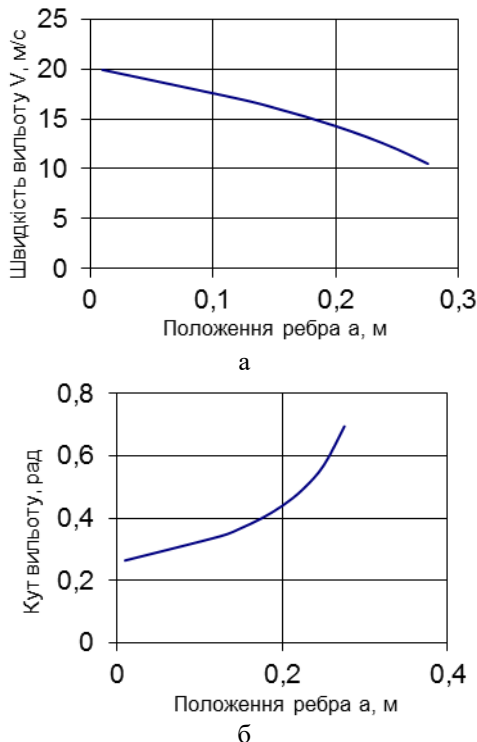


Рис. 5 – Залежності швидкості вильоту (а) та кута вильоту (б) від положення ребра на лопаті

Розрахунки проведено за такими вихідними даними: кутова швидкість диска $\omega=57,6$ рад/с; радіус диска $R=0,3$ м; кут нахилу лопаті $\alpha=0,5236$ рад; коефіцієнт тертя туки по лопаті $f=0,35$.

Як видно з рис. 5 швидкість вильоту при віддаленні ребра від центра диска падає, а кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху туків, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Щоб цього уникнути передбачено, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис. 2 штриховою лінією. За умови, що ребра будуть закінчуватись на краю лопаті, буде забезпечуватись не одна й та сама переносна швидкість для кожного ребра, а різна. Це дає можливість змінювати конструкцію таким чином, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

Аналіз можливих варіантів конструкцій відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив дозволив прийняти схему розкидача, конструкція якого передбачає формування розташування потоків гранул при завантажуванні. Для виконання поставленої задачі запропонована схема робочого органу – рис. 6.

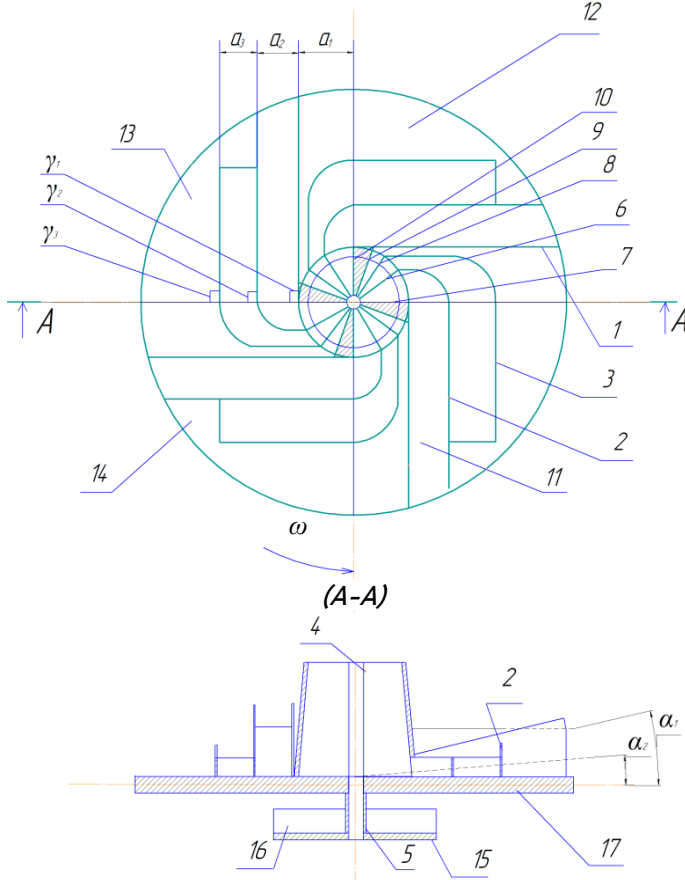


Рис. 6 – Конструктивно-технологічна схема відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив: 1-3 – ребра; 11-14 – чотири лопаті; 4 – живильник конічної форми; 6-10 – радіальні вертикальні пластини; 15 – нижній диск; 5 – втулка; 16 – напрямні ребра нижнього диска; 17 – основа верхнього диска

Розкидач складається з диска 17, чотирьох лопатей (секторів 11–14), кожна з яких утворюється двома лопатками у яких бічні стінки утворюються вертикальними ребрами, а днища нахилені під кутами α_1 та α_2 до горизонтальної поверхні диска. Кожне ребро (1–3) перпендикулярне до спільної лінії перетину днищ лопаток і площини диска (на рис. 6 напрямок кожного ребра позначений кутами $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ відповідно). У центрі диска знаходиться живильник 4 конічної форми, внутрішній простір якого розбито на окремі сектори радіальними вертикальними пластинами (6–10). Кожна пластина в нижній частині виходить за межі живильника на висоту ребра і нижнім краєм приєднується до горизонтальної центральної частини диска. Бічний край виступаючої з живильника (конічної форми) частини з'єднується з криволінійною ділянкою ребра 2, розміщеною на горизонтальній площині диска.

У такий самий спосіб ребро 3 з'єднується з виступаючим бічним краєм пластини 8, а ребро 1 – з 9. У кожній чвертві відцентрового робочого органу, де знаходиться робоча лопать, живильник розбивається пластинами на чотири сектори. Три з них робочі, через два туки падають на верхній диск, причому на другий сектор припадає 53,6 % об'єму добрив від першого, а на останній – третій – найменший 11,24 % того ж самого об'єму. З цього сектора добрива потрапляють на диск 15, що розташований нижче на 60 мм від верхнього, що забезпечується втулкою 5, на якому розміщені перпендикулярно одне одному напрямні ребра 16. Один зі секторів живильника закритий зверху (рис. 6, заштрихований). Площі секторів призначаються пропорціональними витраті матеріалу, що припадає на кожне ребро. Матеріал, потрапляючи до секторів, сходять на горизонтальну поверхню диска, з якої, рухаючись між криволінійними ділянками ребер, потрапляє на нахилені лопатки.

На рис. 7 наведено схему, що якісно характеризує розподілення гранул за одночасного розсівання трьома ребрами.

Як видно, площі обмежені кривою інтенсивності розподілення, на кожній з трьох одиниць ширини смуги захвату приблизно рівні, тобто, на кожну смугу випадає приблизно одна і та ж сама кількість гранул. Відносно нерівномірності розподілення гранул у межах однієї смуги можна зауважити, що наведена картина розподілення ідеалізована і передбачає: усі гранули «залітають», при роботі одного з ребер на одну і ту ж саму відстань. Реальність полягає в тому, що гранули не однакові за формою і об'ємом. Вони мають різні аеродинамічні характеристики, що забезпечує різну дальність польоту і

покрощує рівномірність розподілення, яка може бути перевірена дослідним шляхом.

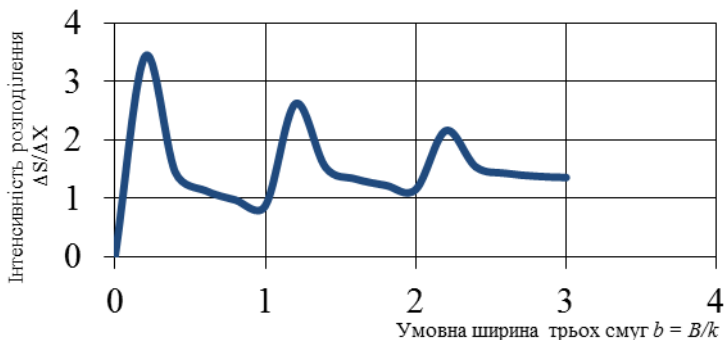


Рис. 7 – Розподілення трьох потоків

Висновки:

1. Запропонована конструкція розкидача, який може покращити рівномірність розсіювання гранул, завдяки тому, що вони злітають з диска трьома потоками з різними кінематичними характеристиками.

2. Передбачено спеціальний пристрій, що забезпечує окреме живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.

3. Виведені достатньо прості для інженерного застосування математичні вирази, що дають можливість обґрунтовувати параметри конструкції дискового розсіювача добрив, що пропонується, а також розраховувати абсолютну швидкість вильоту гранул з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату робочого органа.

Література

1. Кобець А.С. Обґрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив / М.М. Науменко, Н.О. Пономаренко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2013. – С. 65–67.

2. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Изд-во УАСХН. 1960. – 283 с.

3. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня док. техн. наук: спец. 05.05.11. – К, 2006. – 45 с.

4. Сметнев С.Д. Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений / С.Д. Сметнев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1971. – № 5. – С. 109-119.

5. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с.-г. техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с

6. Яблонський А.А. Теоретическая механика. – Том 2. - Динамика, 1977г., 531 с.

7. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г.М. Фихтенгольц. – М.: Наука, 1970. – Т. 2. – 800 с.

УДК 664.788

© М.М. Ковалев, д.т.н.; В.А. Зубцов, д.мед.н.; И.Э. Миневич, к.т.н.; Л.Л. Осипова,

Всероссийский научно-исследовательский институт механизации льноводства Россельхозакадемии;

© Н.А. Толстушко,

Луцкий национальный технический университет

ПРИМЕНЕНИЕ ИК-ОБЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА СЕМЯН ЛЬНА

Приведены результаты исследования влияния ИК-обработки семян льна на активность их окислительных ферментов. Рассмотрен механизм действия инфракрасного излучения на растительное сырье. Обоснованы оптимальные режимы ИК-обработки семян льна.

СЕМЕНА ЛЬНА, ИК-ОБРАБОТКА, МИКРОНИЗАЦИЯ, АКТИВНОСТЬ ФЕРМЕНТОВ, ЛИПАЗА, ЛИПОКСИГЕНАЗА.

Постановка проблемы. Термообработка является одной из основных операций при переработке растительного сырья, в частности зерна, семян масличных культур [1, 2]. Нагрев растительного объекта посредством воздействия инфракрасного излучения нашел применение в отечественных установках высокотемпературной микронизации (ВТМ). Микронизация характеризуется кратковременностью и высокой скоростью нагрева, что позволяет свести к минимуму гидролитические процессы, окислительный распад липидов,

стабилизировать качество сырья, в том числе и масличного, повысить микробиологическую чистоту и увеличить сроки его безопасного хранения. Разработка оптимальных режимов ИК-обработки сырья невозможна без глубокого понимания процессов, сопровождающих ИК-нагрев и влияющих на качество готовой продукции.

Анализ последних исследований и публикаций.

Теоретические основы инфракрасного облучения в пищевых технологиях изложены в [3]. При инфракрасной обработке происходит интенсификация процессов биохимических превращений в растительных объектах вследствие резонансного воздействия поглощаемой энергии на связи в молекулах. ИК-обработка пока не нашла широкого применения при переработке семян льна.

Цель исследования – изучить изменение физико-химических показателей семян льна в результате ИК-облучения в сочетании с их предварительным увлажнением методом пропаривания.

Результаты исследования. В качестве объекта исследования использовали промышленные семена льна масличных сортов, соответствующие требованиям ГОСТ 10582. Анализы проводили с использованием стандартных методов определения массовой доли сырого жира (ГОСТ 27670-88), влажности (ГОСТ 9404-88), активности ферментов липазы [4] и липоксигеназы [5], кислотного (ГОСТ 5476-80) и перекисного чисел (ГОСТ 26593-85). Источником ИК-облучения служил нагревательный элемент PFQE. PFQE – полностью кварцевый элемент (Pillar Full Quartz Elements). Мощность – 1000 Вт. Кварцевые инфракрасные элементы излучают волны в диапазоне 1,5–9 мкм [6].

Исследование влияния температуры нагрева семян льна при ИК-облучении показало, что при этом изменяется значение кислотного числа жира. Наибольшее значение оно достигает при температуре обработки семян льна 50°C (рис. 1). Повышение кислотного числа жира является следствием гидролиза триацилглицеролов катализируемого липазой и образования свободных жирных кислот. Максимальное значение кислотного числа при 50°C свидетельствует о наибольшей активности липазы семян льна при этой температуре.

При последующем повышении температуры происходит резкое снижение ферментативной активности. Это соответствует принятому механизму инактивации растительных ферментов [7].

Активность окислительных ферментов (липазы и липоксигеназы), как субстратов, имеющих белковую природу, зависит также от влажности. В связи с этим в настоящей работе изучали влияние исходного влагосодержания на активность окислительных ферментов семян льна при их микронизации. В качестве способа

увлажнения семян льна использовали пропаривание. Это объясняется особенностями компонентного состава сырья. Исследования показали, что влажность семян льна после пропаривания перед ИК-облучением в большей степени влияет на активность окислительных ферментов, особенно липазы. Активность липазы с увеличением влажности резко падает и уже при влажности 13% достигает своего минимального значения. Активность липоксигеназы снижается более плавно, по сравнению с аналогичным показателем для липазы и при влажности после пропаривания 25% достигает практически минимума.

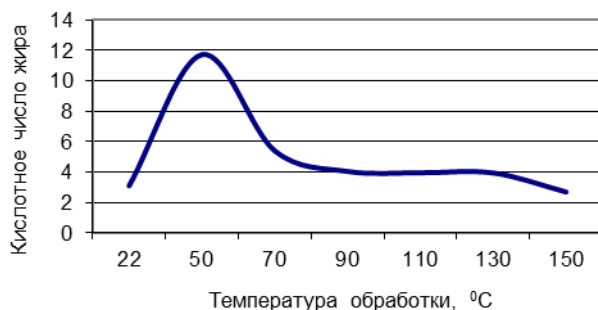


Рис. 1 – Влияние температуры при ИК-облучении семян льна на кислотное число жира

Также было установлено, что проведение ИК-облучения семян льна без предварительного увлажнения не позволяет достигать минимальных значений активности этих ферментов. Так, активность липазы не достигает своего нулевого значения и снижается до 35,7% относительно своего исходного значения, а активность липоксигеназы снижается до 15,1% в сравнении с достигнутым при предварительном пропаривании значением 7,3%. Влияние способа обработки семян льна на активность окислительных ферментов можно видеть по изменению величины такого показателя, как перекисное число (рис. 2). Минимальное значение перекисного числа достигается при полном цикле ИК-обработки – совмещенном с предварительным пропариванием до влажности 25%. ИК-обработка без пропаривания и СВЧ-обработка семян льна с предварительным пропариванием не позволяют достичь таких же минимальных значений перекисного числа, как при полном цикле. Это свидетельствует о синергетическом влиянии предварительного пропаривания и ИК-облучения. Следует отметить и большую эффективность в данном случае ИК-облучения в сравнении с СВЧ-обработкой.

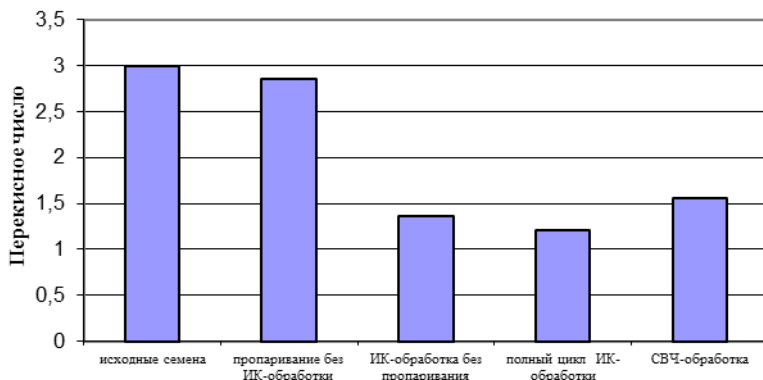


Рис. 2 – Влияние способа обработки на перекисное число семян льна

На основании проведенных исследований были обоснованы оптимальные технологические режимы получения стабилизированных семян льна с минимальной активностью окислительных ферментов, улучшенными органолептическими свойствами и повышенным объемом. Последовательность технологических стадий обработки семян льна представлена на рис. 3.

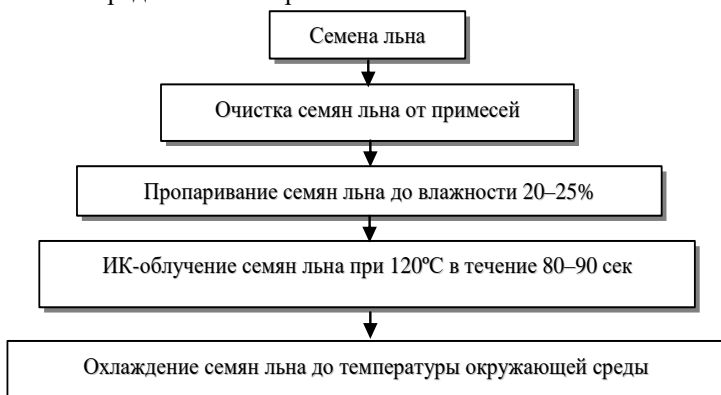


Рис. 3 – Технологическая схема микронизации семян льна

Разработанный способ включает очистку семян льна от примесей, пропаривание их водяным паром до влажности 20–25% в течение 15–20 мин, термическую обработку методом ИК-облучения при температуре 120°C в течение 80–90 сек и охлаждение до

температуры окружающей среды. Режим пропаривания и оптимальная влажность семян льна перед ИК-облучением были определены из условия достижения минимальной активности ферментов липазы и липоксигеназы в конечном продукте.

В табл. представлены характеристики семян льна до и после микронизации. Было установлено, что высокотемпературная кратковременная обработка практически не влияет на общее содержание белка. Наблюдается небольшое повышение содержания жира (не более 10%) в семенах льна. Это можно объяснить переходом фосфолипидов и других растворимых веществ в экстрагируемые липиды. В микронизированных семенах льна практически инактивированы ферменты, катализирующие окисление липидов – липаза и липоксигеназа. Активность липазы нулевая, а активность липоксигеназы снижается более чем в 10 раз.

Таблица – Характеристика семян льна после ИК – обработки

Семена льна	Белок, %	Жир, %	Перекисное число, ммоль/кг	Кислотное число	Акт-ть липазы, мл/NaOH/г	Акт-ть липоксигеназы, ммоль/кг	Объем семян, 10 г/см ³
Исходные	21,8	44,5	3,0	2,4	0,84	1,92	15,0
Микро-низир.	21,6	49,0	1,2	1,6	0	0,14	19,0

Резко снижаются значения таких показателей, которые характеризуют протекание окислительных и гидролитических процессов: перекисное число и кислотное число. Вследствие ИК-обработки (микронизации) увеличивается объем семян льна без нарушения их формы, улучшаются их органолептические свойства.

Выводы. Кратковременная высокотемпературная ИК-обработка позволяет получать стабилизированные семена льна минимальной активностью окислительных ферментов, улучшенными органолептическими свойствами и повышенным объемом, что позволит расширить ассортимент биологически активного сырья для пищевой промышленности.

Литература

1. Филатов В.В. Современные процессы, аппараты и технологии для переработки зерна и круп при инфракрасном

енергоподводе / В.В. Филатов // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2010. – № 10. – С.19–24.

2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

3. Инфракрасная техника в пищевой промышленности / А.С.Гинсбург. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 407 с.

4. Плешков В.П. Практикум по биохимии растений / В.П. Плешков. – М.: Агропромиздат, 1985. – 255 с.

5. Петров К.П. Методы биохимии растительных продуктов / К.П. Петров. – К.: Вища школа, 1978. – 224 с.

6. Infrared Hearters RU new [электронный ресурс] / www.mirnagreva.ru.

7. Кислухина О.В. Ферменты в производстве пищи и кормов / О.В. Кислухина. – М.: ДеЛипринт, 2002. – 336 с.

УДК 631.333.52

© Ю.І. Козелко; М.В. Усенко, к.т.н.,

Луцький національний технічний університет;

В. Владут, PhD. Eng.,

Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія)

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ДЛЯ ВИСАДЖУВАННЯ КАРТОПЛІ

В даній статті висвітлено конструктивні особливості конвеєрного картоплевисаджувального апарата. Визначено траєкторії абсолютного руху характерної точки апарата на всіх стадіях роботи та тривалість цих стадій за часом

АПАРАТ, НАКОЛЮВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, СОШНИК, КІЛЬЦЕ-ЛОЖЕЧКА, ГОЛКА, ГРУНТ, КАРТОПЛЯ, ТРАЄКТОРІЯ

Постановка проблеми. Територія ведення сільського господарства в Україні не носить абсолютно рівнинний характер, оскільки зустрічаються землі, що розташовані на пагорбах і навіть на крутих схилах. Для забезпечення якісної роботи в умовах нерівного рельєфу існуючі машини для роботи в рівнинних умовах не пристосовані і тому їх необхідно або переобладнувати або споряджати додатковими пристроями для роботи в даних зовнішніх умовах.

Недоліки роботи рівнинних машин починають проявлятися уже на схилах крутістю 3°–5°. Якщо на сільськогосподарських операціях, що пов'язані з суцільним обробітком ґрунту (без наявності рослин), недоліки роботи даних машин не призводять до катастрофічних наслідків, то для операцій, що пов'язані з рослинами (посів, садіння, збирання і т. д.), дані недоліки можуть призвести до пошкодження рослин і до значних втрат врожаю.

Для якісної роботи картоплевисаджувальних машин дуже важливо в даному аспекті забезпечити точність кінематичних параметрів, які, в свою чергу, забезпечують точність технічних параметрів та агротехнічних показників, а саме точне розташування картоплини в кільці-ложечці, не випадання картоплини з даної ложечки, відпускання картоплини з ложечки в певний момент часу, прямолінійна траєкторія падіння картоплини і, відповідно, її пряме потрапляння на дно борозенки, що виконана сошником, відсутність пропусків картоплин в рядку, відсутність травмування картоплин. При цьому точність кінематичних параметрів має значення на всіх стадіях роботи висаджувального апарата по переносу картоплини з бункера (після її захоплення кільцем-ложечкою) до сошника.

Найменше негативні явища при роботі в складних зовнішніх умовах проявляються під час використання малогабаритної техніки, зокрема малогабаритних картоплевисаджувальних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогоднішній день існує багато конструкцій картоплевисаджувальних машин, зокрема з апаратами конвеєрного типу [1, 2, 5, 7]. Довжина такого апарату не є великою і тому відносно поздовжньої осі агрегату залишається багато вільного місця для оперувань робітника у разі використання машини в малогабаритному варіанті, зокрема з мотоблоками.

Але тут не забезпечено якісне захоплення бульб картоплі кільцем-ложечкою та їх міцне утримання там, особливо якщо розміри картоплин варіюють в досить широких межах. Остання обставина має дуже важливе значення для забезпечення якісного кінематичного режиму роботи всього картоплевисаджувального апарату.

Слід зазначити, що великою перевагою апаратів такої конструкції є те, що в них закладена можливість вдосконалення конструкції шляхом її незначної зміни або за рахунок додавання нескладних елементів, які можуть суттєво покращити параметри і, відповідно, кінцевий результат роботи. Дуже важливою є умова міцного утримання картоплини в кільці-ложечці на протязі всього

шляху її транспортування від моменту захоплення до моменту відпускання.

У різних наукових працях приділена увага картоплевисаджувальним апаратам, але не повністю розглянуті теоретичні питання щодо визначення кінематичних параметрів на всіх стадіях роботи даних апаратів [2, 3, 4, 6].

Мета дослідження. Визначено траєкторії абсолютного руху характерної точки картоплевисаджувального апарата на всіх стадіях роботи та тривалість цих стадій за часом.

Виклад основного матеріалу дослідження. Нами запропоновані різні картоплевисаджувальні апарати, основою конструкції яких є наколювальний пристрій. Їх конструкції докладно описані в наукових працях і патентах на винаходи [8, 9]. Тут особливий інтерес викликає дослідження кінематичних параметрів, а саме траєкторії руху характерної точки (тут це точка, що знаходиться в центрі кільця-ложечки). В роботі [8] траєкторія такого руху розглянуті частково, тобто, на двох стадіях руху кільця-ложечки. Проте, в конвеєрних апаратах такого типу рух кільця-ложечки поділяється на три стадії. Одна стадія (назвемо її першою) характеризується прямолінійним рухом кільця-ложечки вгору від нижньої до верхньої точки по вітті апарата. Інша стадія (назвемо її третьою) характеризується прямолінійним рухом кільця-ложечки від верхньої точки вертикально вниз до досягнення ним нижньої горизонтальної ділянки. Ще одна стадія (назвемо її другою), та що не описана в роботі [8], характеризується коловим рухом кільця-ложечки в зоні верхньої зірочки. Саме на цій стадії відбувається рух кільця-ложечки по непрякій (коловій) траєкторії, і тому тут існує сама велика небезпека сходу картоплини з даного кільця через зміну напрямку сил, що діють на картоплину. Особливо це проявляється при роботі машини в складних зовнішніх умовах (схили, нерівний рельєф і т. д.).

Опишемо кінематично всі три стадії. Робота картоплевисаджувальної машини з конвеєрним апаратом відбувається за законами складного руху: переносного з швидкістю руху машини V_m і відносного з швидкістю руху конвеєра V_k з кільцями-ложечками. Остання швидкість V_k дорівнює коловій (лінійній) швидкості руху зірочки. Всі елементи апарата рухаються в площині, що співпадає з напрямком руху машини.

Для першої стадії приймаємо початок координат, якій співпадає з центром O' нижнього кільця-ложечки апарата, вісь x – направлена в бік руху машини, а вісь y – вгору (рис. 1). Отже, нехай точка центра кільця-ложечки в початковий момент часу розташована

на початку координат (точка O'). Через певний проміжок часу $t_{A'}$ вона переміститься з точки O' в точку A' , координати якої визначаються рівнянням:

$$\begin{cases} x_{A'} = V_m t_{A'}, \\ y_{A'} = V_k t_{A'}. \end{cases} \quad (1)$$

Кінематичний режим характеризується показником λ , який дорівнює відношенню швидкості руху конвеєра V_k до швидкості руху машини V_m , тобто, $\lambda = V_k/V_m$. Заміняючи на λ значення у виразі (1), отримуємо:

$$\begin{cases} x_{A'} = V_m t_{A'}, \\ y_{A'} = V_m t_{A'} \lambda. \end{cases} \quad (2)$$

Рівняння (2) виражають траєкторію абсолютного руху характерної точки, яка геометрично є прямою лінією з певним кутом нахилу β до осі абсцис, що залежить від величини λ ($\beta = \arctg \lambda$). За менших значень λ кут нахилу β лінії траєкторії до осі абсцис менший і, відповідно, за більших значень λ – даний кут β більший.

Для найбільш повної характеристики даного процесу визначимо величину абсолютної швидкості V_{a1} характерної точки. Приймаючи, що вирази (2) описують траєкторію абсолютного руху будь-якої точки апарату, продиференціюємо їх за t і отримуємо:

$$\begin{cases} dx/dt = V_m, \\ dy/dt = V_m \lambda. \end{cases} \quad (3)$$

Абсолютна швидкість визначається за формулою:

$$V_{a1} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} = \sqrt{V_i^2 + V_i^2 \lambda^2} = V_i \sqrt{1 + \lambda^2}. \quad (4)$$

Слід зазначити, що в апаратах даної конструкції застосовуються, в основному, сталі кінематичні та геометричні параметри, а саме швидкість руху машини $V_m \approx 1$ м/с, кінематичний параметр ротаційної машини $\lambda = 0,5$, висота висхідної вітки конвеєра $y' = 1,5$ м. Перша стадія закінчується в точці A'_h , тобто, в точці початку стику кільця-ложечки з зірочкою. Можна прийняти, що перша стадія триває протягом часу від захоплення кільцем-ложечкою картоплини в точці O' до її руху в точку A'_h (рис. 1). Цей час можна визначити з використанням рівняння (2):

$$t_{y'} = \frac{y'}{V_i \lambda}. \quad (5)$$

Підставляючи дані, отримаємо значення $t_{y'} \approx 3$ с, яке характеризує тривалість першої стадії.

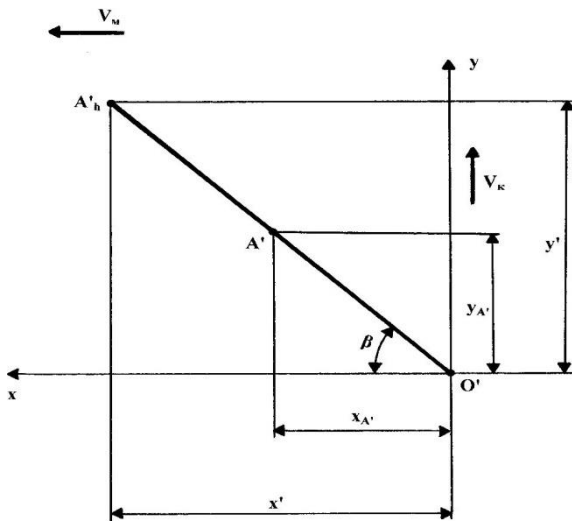


Рис. 1 – Схема для аналізу руху точок кільця-ложечки конвеєрного картоплевисаджувального апарата в першій стадії

Друга стадія характеризується криволінійним рухом кільця-ложечки в зоні верхньої зірочки. Вона починається з моменту контакту кільця-ложечки з зірочкою, а саме в точці A'_h , і закінчується в момент виходу з даного контакту. Визначимо траєкторію руху характерної точки картоплевисаджувального апарата на даній стадії. Після моменту контакту в точці A'_h (початкова точка кільця-ложечки в другій стадії) кільце-ложечка починає свій криволінійний рух до моменту виходу її з контакту в точці O'' , яка є кінцевою точкою другої стадії (рис. 2). Також як і в першій стадії тут здійснюється складний рух: переносний з швидкістю V_m і відносний навколо осі O'' з кутовою швидкістю зірочки ω . Приймаємо початок координат на осі O'' зірочки апарату. Вісь x направимо по ходу руху машини, а вісь y – вгору. Через певний проміжок часу $t_{A''}$ вісь переміститься в положення O''_1 і пройде шлях $V_m t_{A''}$. За цей самий час зірочка з кільцем-ложечкою повернеться на кут $\varphi_{A''} = \omega t_{A''}$. Точка A'_h прийме положення A'' , тоді координати даної точки виражаються рівнянням:

$$\begin{cases} x_{A''} = V_m t_{A''} - R \cos \omega t_{A''}; \\ y_{A''} = R \sin \omega t_{A''}, \end{cases} \quad (6)$$

де R – відстань від осі зірочки до характерної точки.

Враховуючи, що колова швидкість характерної точки (дорівнює швидкості руху конвеєра) дорівнює $V_k = \omega R$ та замінюючи на λ значення у виразі (6), отримаємо:

$$\begin{cases} x_{A''} = R(\omega t_{A''} / \lambda - \cos \omega t_{A''}); \\ y_{A''} = R \cdot \sin \omega t_{A''}. \end{cases} \quad (7)$$

Рівняння (7) виражають траєкторію абсолютного руху характерної точки, яка геометрично є циклоїдою. Форма циклоїди залежить від величини λ . При $\lambda < 1$ циклоїда не має петлі – вкорочена циклоїда, а при $\lambda > 1$ – траєкторія є подовженою циклоїдою.

Так само, як і для першої стадії, для найбільш повної характеристики даного процесу в другій стадії визначимо величину абсолютної швидкості V_{a2} характерної точки. Приймаючи, що вирази (7) описують траєкторію абсолютного руху будь-якої точки апарату, продиференціюємо їх за t і отримуємо:

$$\begin{cases} dx / dt = R\omega(1 / \lambda + \sin \omega t); \\ dy / dt = R\omega \cos \omega t. \end{cases} \quad (8)$$

Абсолютна швидкість визначається за формулою:

$$V_{a2} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} = \frac{R\omega}{\lambda} \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \sin \omega t + 1}. \quad (9)$$

Для даної другої стадії знов використовуємо сталі кінематичні та геометричні параметри, а також те, що максимальною висотою, яку досягає характерна точка, є висота y'' , яка дорівнює радіусу зірочки, тобто $y'' = 0,07$ м. Радіус зірочки (прирівнюємо до відстані від осі зірочки до характерної точки) $R = 0,07$ м, швидкість руху конвеєра $V_k \approx 0,5$ м/с, кутова швидкість руху зірочки $\omega \approx 7$ рад/с. Можна прийняти, що друга стадія триває протягом часу проходження характерної точки від точки A'_h до точки O'' , тобто, протягом періоду переміщення вгору характерної точки з осі абсцис на висоту y'' і потім її переміщення вниз з даної висоти знов до осі абсцис (рис. 2). Цей час можна визначити з використанням рівняння (7):

$$t_{y''} = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{y''}{R}. \quad (10)$$

Підставляючи дані, отримаємо значення $t_{y''} \approx 0,224$ с. Отже, тривалість другої стадії дорівнює $2 t_{y''} \approx 0,45$ с.

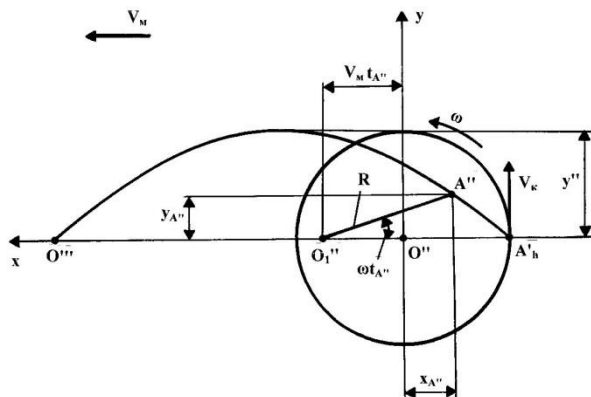


Рис. 2 – Схема для аналізу руху точок кільця-ложечки конвеєрного картоплевищаджувального апарата в другій стадії

Третя стадія характеризується рухом кільця-ложечки від верхньої точки (момент виходу з контакту з зірочкою) вниз до досягнення ним нижньої точки (момент відпускання картоплини кільцем-ложечкою).

Для третьої стадії приймаємо початок координат, якій співпадає з центром O''' кільця-ложечки, що виходить з контакту з зірочкою, вісь x – направлена в бік руху машини, а вісь y – до низу (рис. 3). Отже, нехай точка центра кільця-ложечки в початковий момент часу розташована на початку координат (точка O'''). Через певний проміжок часу $t_{A'''}$ вона переміститься з точки O''' в точку A''' , координати якої визначаються рівнянням:

$$\begin{cases} x_{A'''} = V_M t_{A'''}; \\ y_{A'''} = V_K t_{A'''} \end{cases} \quad (11)$$

Замінюючи на λ значення у виразі (11), отримаємо:

$$\begin{cases} x_{A'''} = V_M t_{A'''}; \\ y_{A'''} = V_M t_{A'''} \lambda. \end{cases} \quad (12)$$

Аналогічно першій стадії рівняння (12) виражають траєкторію абсолютного руху характерної точки, яка геометрично є прямою лінією з певним кутом нахилу β до осі абсцис, що залежить від величини λ ($\beta = \text{arctg } \lambda$). При менших значеннях λ кут нахилу β лінії траєкторії до осі абсцис менший і, відповідно, при більших значеннях λ – даний кут β більший.

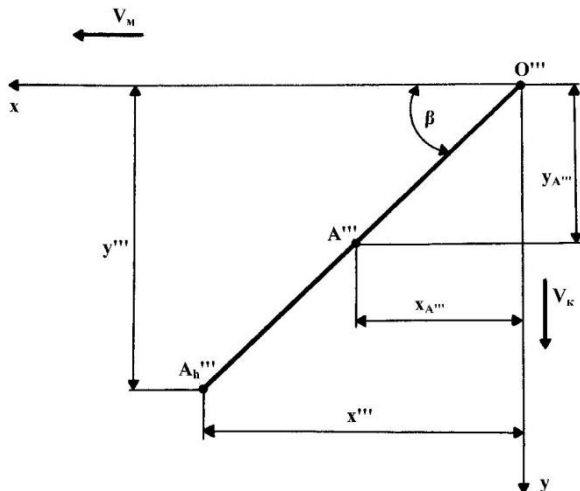


Рис. 3 – Схема для аналізу руху точок кільця-ложечки конвеєрного картоплевисаджувального апарата в третій стадії

Для визначення абсолютної швидкості використовуємо формулу (4) з першої стадії.

Використовуючи аналогічні першій стадії кінематичні та геометричні параметри та формулу (5), отримаємо значення $t_{y'''} \approx 3$ с, яке характеризує тривалість третьої стадії.

Таким чином, з врахуванням всіх трьох стадій сумарний час від захоплення картоплини кільцем-ложечкою до її звільнення з даного кільця становить $t = 3 + 0,45 + 3 = 6,45$ с.

З точки зору роботи даного картоплевисаджувального апарату такий період часу не є тривалим. А з врахуванням того, що за цей невеликий період часу картоплина проходить три стадії, протягом яких напрямок і характер її руху суттєво міняється, важливе значення набуває забезпечення міцного утримання картоплини в кільці-ложечці, що може бути досягнуто спорядженням даного апарата додатковими конструктивними елементами.

Висновки. Даний теоретичний аналіз дає можливість визначити траєкторії абсолютного руху характерної точки кільця-ложечки для трьох стадій роботи конвеєрного картоплевисаджувального апарата та тривалість цих стадій за часом.

Приведена методика розрахунку може бути використана як окрема методика для проведення важливих розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всього агрегату.

Література

1. А.с. 649355 СССР, МКИ А 01 С 9/04. Высаживающий аппарат картофелесажалки / В.Г. Гагулина и др. – № 2193458/30-15. Заявл. 26.11.76. Оpubл. 28.02.79. Бюл. № 8.
2. Гудзенко И.П. Машины для возделывания и уборки картофеля. – М.: Машгиз, 1962. – 276 с.
3. Емелин Б.Н., Ватухин А.П. К обоснованию геометрических параметров дозатора-распределителя вермикомпоста (ВК) к картофелепосадочной машине // Науковий вісник НАУ. – К., 2005. – № 92. – С. 193-197.
4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч. 1). Машины та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. - 444 с.
5. Залигин О.Г. и др. Малая механизация в приусадебном и фермерском хозяйствах. – К.: Урожай, 1996. – 368 с.
6. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
7. А.с. 1790843 СССР, МКИ А 01 С 9/00. Картофелесажалка / В.А. Соколов и др. – № 4867643/15. Заявл. 19.09.90. Оpubл. 30.01.93. Бюл. № 4.
8. Усенко М.В. та ін. Обґрунтування основних параметрів картоплевисаджувального апарата з наколювальним пристроєм // Науковий вісник національного університету біоресурсів і природокористування України. – Київ, 2010. – № 144/4. – С. 88–95.
9. Пат. № 79794 Україна, МКВ А01С 9/00. Картоплевисажувальний апарат з наколювальним пристроєм / М.В. Усенко та ін. – № 20041210905. Заявл. 29.12.2004. Оpubл. 12.07.2007, Бюл. № 11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621.793.8, 669.268 - 631.356.4

© Ю.А. Мельник, к.т.н.; С.В. Синій, к.т.н.; М.Я. Варголяк,
Луцький національний технічний університет;
О.В. Мельник, к.т.н.,
Східноєвропейський національний університет ім. Лесі Українки;
С.Ф. Юхимчук, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ЦИФРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ МІКРОРЕЛЬЄФУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПОЛІНОМАМИ ЧЕБИШЕВА

У статті викладено математичне рішення інтерпретації результатів експериментальних досліджень поверхонь зношування та зламів деталей робочих органів сільськогосподарської техніки. При цьому, за отриманими з растрових електронних мікроскопів експериментальними даними топографії поверхонь руйнування здійснюється моделювання цифрової моделі мікрорельєфу деталей шляхом апроксимування за ортогональними поліномами Чебишева. Отримані результати призначені для зменшення зношування та зламів деталей, підвищення надійності і ефективності металевих робочих органів та виконуваних ними технологічних процесів.

РОБОЧИЙ ОРГАН, ЦИФРОВА МОДЕЛЬ, МІКРОРЕЛЬЄФ, РАСТРОВА ЕЛЕКТРОННА МІКРОСКОПІЯ, ЗНОШУВАННЯ, ЗЛАМ.

Постановка проблеми. Сучасний та перспективний розвиток машинобудування, враховуючи і сільськогосподарського, як високотехнологічної галузі виробництва повинен спиратись на постійно зростаючий спектр передових досягнень з нанотехнологій [1, 2]. Це сповна стосується і сільськогосподарського виробництва. Зокрема, можливість появи небезпечних дефектів і руйнувань під час експлуатації конструкцій сільськогосподарської техніки необхідно розраховувати за розробки теоретичної основи створення нових матеріалів та виборі відповідного матеріалу ппід час конструювання техніки, а також – в процесі оцінки та прогнозування поведінки елемента конструкції у виробі на кожному етапі експлуатації.

Робочі органи сільськогосподарської техніки в результаті взаємодії з оброблюваним продуктом зношуються, а також руйнуються через злам. Інтенсифікація цих процесів взаємодії, особливо характерна для жорстких умов експлуатації збиральної техніки, суттєво зменшує довговічність робочих органів [3–5], що зумовлює

значні затрати через потребу заміни деталей чи їх зміни (шляхом регулювання, перестановки, ремонту).

У процесі зношування робочих органів суттєво змінюються їх геометричні параметри – форма та розміри. Такі зміни у спрацьованих робочих органах призводять не лише до поступового руйнування їх деталей, але й часто спричиняють поступове погіршення виконання ними технологічного процесу. Наприклад, у техніці для збирання бульбо- та коренеплодів внаслідок агресивного (передусім – абразивного) впливу на робочі органи складників вороху (грунтового та рослинного походження) змінюються технологічні зазори між робочими поверхнями, ступінь та рівномірність процесів сепарації та транспортування вороху.

Також, незважаючи на досягнення з матеріалознавства, кількість поломок деталей робочих органів через зломи, обумовлені процесом руйнування, зменшується досить повільно.

У сільськогосподарському машинобудуванні більшість деталей робочих органів та конструкцій машин і механізмів загалом виготовляється з металів. Це зумовлено рядом факторів, передусім – технологічністю матеріалу, відповідністю деталей експлуатаційним вимогам.

Зношування, тріщини, що спостерігаються експериментально на робочих поверхнях деталей, а також зломи, які формуються в процесі руйнування металевих матеріалів, характеризуються наявністю нерівностей різних розмірів. Оскільки процес руйнування має фрактальний характер, то дослідження електронних мікрофрактограм поверхонь руйнування дозволяє виявити ряд особливостей зв'язку параметрів руйнування з характеристиками структури матеріалів. Тому розробка адекватних математичних моделей процесів руйнування неможлива без урахування фрактальної особливості досліджуваної топографії поверхонь руйнування.

Одним із сучасних методів дослідження мікроповерхонь руйнування різноманітних дослідних об'єктів і матеріалів є отримання цифрових стереозображень мікроповерхонь твердих тіл на растрових електронних мікроскопах (РЕМ). Особливістю визначення кількісних параметрів цих поверхонь з високою точністю на мікронному і субмікронному рівнях є потреба врахування метричних характеристик цифрових РЕМ-зображень з кореляцією величин та характеру масштабних і геометричних спотворень, а також методів їх подальшого врахування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Явище зношування робочих органів сільськогосподарської техніки (враховуючи і

зношування робочих поверхонь коренебульбозбиральної техніки під час взаємодії із абразивним середовищем вороху, найперше – ґрунту, як найбільш агресивного за механічним впливом та значного за питомою часткою складника вороху) дуже важке, оскільки їх стійкість є багатофакторною функцією і досить складно теоретично обґрунтувати підбір матеріалу [3, 4 та ін.]. Незважаючи на велику кількість вітчизняних та закордонних досліджень, досі ще не знайдено однозначного зв'язку між опором стиранню та будь-якими властивостями матеріалу; між трибологічними властивостями та експлуатаційними чи іншими факторами [4]. Тому важливу роль відіграють експериментально-теоретичні методи досліджень робочих поверхонь тертя подібних за характером робочого процесу конструкцій сільськогосподарських машин, механізмів та пристроїв, які дозволяють обґрунтувати раціональне використання матеріалів у конструкціях. При цьому також враховуються механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів рослинного та тваринного походження [6 та ін.] у процесі їх взаємовпливу з робочими органами.

На сьогодні, спостерігається зацікавленість вчених-дослідників до тривимірного представлення мікротопографії поверхні як більш повному способу опису її мікрогеометрії.

Відомі спроби вітчизняних та закордонних дослідників [7–9] зі встановлення зв'язків мікротопографічних параметрів з експлуатаційними властивостями, однак найчастіше такі дослідження проводять за допомогою профілометричних пристроїв [10]. Отримані при цьому усереднені інтегральні характеристики неадекватно відображають мікрогеометрію поверхні, тому що не фіксують нерівності, співрозмірні з розміром щупа, вимірювання проводяться вздовж лінії, а не по площі, до того ж без спостереження в мікроскоп [10]. У результаті, кількісна інформація про мікротопографічні властивості, що виявляють причини і наслідки, наприклад, зношування, є наближеною.

Труднощі в процесі збору вихідної інформації і визначення вихідних параметрів для тривимірного представлення поверхні певною мірою затримують подальший розвиток і впровадження мікротопографічних досліджень в інженерну практику.

Для розв'язку задачі коректної кількісної характеристики мікрогеометрії фрактографічних поверхонь або поверхонь твердих тіл у загальному випадку нами пропонується виконувати тривимірні (3-D) реконструкції цифрових моделей мікрорельєфу (ЦММР), що вивчаються з допомогою РЕМ в режимі мікрофотограмметричної зйомки [11]. На сьогодні, 3-D реконструкція є найменш реалізованою

серед найрізноманітніших застосувань ЕМ-досліджень. Водночас 3-D оцінка та відображення об'єктів на наномікрорівнях є надзвичайно важливою і потребує високої точності, достовірності і оперативності в режимі «on-line» [7, 9, 12, 13]. Для вирішення таких задач використовуються різні методи. 1. Метод 3-D реконструкції за різнофокусними зображеннями. Метод теоретично і програмно добре відпрацьований, але низької точності. 2. Просторове моделювання мікрорельєфних поверхонь за допомогою комп'ютерної мікроскопії. Цей метод має суттєві обмеження, а саме – діапазон малих збільшень світлової мікроскопії. 3. Достатньо повно вивченими є метод нано-мікрофотограмметрії із застосуванням РЕМ-фотограмметрії [11]. РЕМ-мікрофотограмметричний метод є порівняно універсальним, проте має ряд суттєвих особливостей. Головні з них – це значна невідповідність ЕМ-зображення до загальноприйнятої в фотограмметрії центральної проєкції; порівняно низька метрична якість РЕМ-зображення; висока зашумленість, некоректність за Адамаром 3-D реконструкції та інші. Ці питання потребують подальших ґрунтовних теоретичних і експериментальних досліджень, на актуальності яких неодноразово наголошувалось у ряді робіт вітчизняних і зарубіжних авторів.

У зв'язку з викладеним вище, особливо важливим є проведення РЕМ-стереофотограмметричних досліджень поверхонь зон руйнування деталей робочих органів, за результатами яких можна робити оцінку та аналіз просторових кількісних параметрів мікроповерхонь матеріалів деталей механізмів та машин. Невід'ємною частиною таких досліджень є моделювання ЦММР, як умова високоточного цифрового відтворення РЕМ-зображення. Отримані при цьому результати безпосередньо впливають на об'єктивність висновків про причини та механізми руйнування і, відповідно, є передумовою до розробки технологічних та інших заходів щодо підвищення надійності і ефективності робочих органів та виконуваних ними технологічних процесів.

Мета дослідження. Використання ортогональних поліномів Чебишева для моделювання ЦММР за РЕМ-зображеннями.

Результати дослідження. Виконаємо моделювання ЦММР апроксимуванням за ортогональними поліномами Чебишева [1, 11, 14], які широко застосовуються в різних галузях науки та техніки.

$$z(x, y) = \sum_{l=0}^m \sum_{k=0}^{m-k} C_{kl} T_k(x) \cdot T_l(y), \quad (1)$$

де $T_k(x) = \sum_{s=0}^k b_{ks} x^s$, $T_l(y) = \sum_{n=0}^l b_{ln} y^n$ – поліноми Чебишева, ортонормовані на

множині експериментальних \hat{z} даних.

У загальному вигляді поліноми Чебишева мають вигляд $T_n(x) = \cos(n \cdot \arccos(x))$. Цю формулу можна подати в рекурентному вигляді:

$$T_n(x) = 2x \cdot T_{n-1}(x) - T_{n-2}(x). \quad (2)$$

Тут

$$T_0 = 1, T_1 = x, T_2(x) = 2x^2 - 1;$$

$$T_3(x) = 4x^3 - 3x; T_4(x) = 8x^4 - 8x^2 + 1;$$

$$T_5(x) = 16x^5 - 20x^3 + 5x;$$

$$T_6(x) = 32x^6 - 48x^4 + 18x^2 - 1.$$

У нашому випадку задача вирішується у декілька етапів. На першому етапі визначається таблиця оцінок $\hat{z}(x, y)$ істинної функції $z(x, y)$ в N точках, розмічених у вузлах прямокутної сітки: N_x точок по координаті x з кроком $h(x_i)$ і N_y точок по координаті y з кроком $h(y_j)$. Експериментально отримані оцінки $z(x_i, y_j)$ спотворені похибками, тобто:

$$\hat{z}(x_i, y_j) = z(x_i, y_j) + \eta_{ij}, \quad (3)$$

де η_{ij} - незалежні випадкові похибки.

На другому етапі проводиться статистична обробка отриманих даних [15, 16]. Алгоритм апроксимації ЦММР заснований на мінімізації залишкової суми квадратів похибок.

$$S = \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} \eta_{ij}^2 = \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} [z(x_i, y_j) - \hat{z}(x_i, y_j)]^2. \quad (4)$$

Після визначення коефіцієнтів b_{x_i} та b_{y_j} поліномів $T_i(x)$ та $T_j(y)$ і значення цих поліномів експериментальних точках $T_i(x_i)$ та $T_j(y_j)$, оцінки c_{ij} коефіцієнтів моделі (1) визначаються за формулою:

$$c_{ij} = \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} \hat{z}(x_i, y_j) T_i(x_i) T_j(y_j). \quad (5)$$

Вираз (5) для обчислення оцінок c_{ij} можна представити у вигляді:

$$c_{ij} = \sum_{j=1}^{N_y} \hat{c}_i(y_j) T_j(y_j), \quad (6)$$

де $c_k(y_j) = \sum_{i=1}^{N_j} \hat{z}(x_i, y_i) T_k(x_i)$.

З виразу (6) випливає, що оцінки c_{kl} можуть бути знайдені в результаті вирішення однотипних одномірних регресійних задач. Набір оцінок $c_{kl}(y_j)$ можна розглядати як результат експериментальних вимірювань деякої функції координати y в фіксованих точках $y = y_j$ ($j = 1, 2, \dots, N_y$), якщо тепер вирішити одномірні регресійні задачі для кожного значення індексу $k \{k = 0, 1, \dots, m(y)\}$, то будуть знайдені всі оцінки коефіцієнтів ряду $c_{kl} \{k = 0, 1, \dots, m(x); l = 0, 1, \dots, m(y)\}$.

Під час вирішення кожної одномірної регресійної задачі визначається оптимальний степінь полінома виходячи із статистичної перевірки гіпотези про рівність нулю математичних очікувань оцінок $c_k(y_j)$ і $c_{kl}(x_i, y_i)$.

Якщо дисперсія первинних вимірювань апіорі не відома і може бути знайдена лише її оцінка:

$$\hat{\sigma}_v(y_j) = \frac{S_v(y_j)}{N_x - m_x - 1}, \quad (7)$$

де залишкова сума квадратів $S_v(y_j)$ визначається за формулою

$$S_v(y_j) = \sum_{i=1}^{N_x} [z(x_i, y_j)]^2 - \sum_{i=1}^{m_x} [\hat{c}_k(y_j)]^2, \quad (8)$$

то перевірку гіпотези про рівність нулю математичного очікування оцінки $c_k(y_j)$ можна виконувати за критерієм Фішера.

$$\left. \begin{aligned} T_k(x) &= \sum_{r=0}^k b_r x^r \\ T_k(y) &= \sum_{r=0}^k b_r y^r \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

- поліноми Чебишева ортонормовані на сукупності експериментальних даних.

Знаходження поліномів Чебишева і коефіцієнтів C_{kl} здійснюється в два етапи, як однотипові регресійні кореляційні задачі: спочатку знаходять поліноми Чебишева $T_k(x)$. Припустимо, що шукана функція висот ЦММР матиме вигляд:

$$z = \sum_{j=0}^k C_j T_j(x),$$

де r – степінь поліному.

Задача зводиться до знаходження коефіцієнтів C_j . Одержимо функцію F .

$$F = [C_0 T_0(x) + C_1 T_1(x) + \dots + C_r T_r(x) z_1]^2 + \dots + [C_0 T_0(x_n) + C_1 T_1(x_n) + \dots + C_r T_r(x_n) z_n]^2 = \min. \quad (10)$$

У розгорнутому вигляді запишемо систему рівнянь поправок.

$$\begin{cases} T_0(x_1)C_0 + T_1(x_1)C_1 + T_2(x_1)C_2 + \dots + T_r(x_1)C_r - \hat{z}_1 = v_1 \\ T_0(x_2)C_0 + T_1(x_2)C_1 + T_2(x_2)C_2 + \dots + T_r(x_2)C_r - \hat{z}_2 = v_2 \\ \vdots \\ T_0(x_n)C_0 + T_1(x_n)C_1 + T_2(x_n)C_2 + \dots + T_r(x_n)C_r - \hat{z}_n = v_n \end{cases} \quad (11)$$

Або в матричному вигляді:

$$A \cdot X - L = V. \quad (12)$$

Тут

$$A = \begin{bmatrix} T_0(x_1) & T_1(x_1) & T_2(x_1) & \dots & T_r(x_1) \\ T_0(x_2) & T_1(x_2) & T_2(x_2) & \dots & T_r(x_2) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_0(x_n) & T_1(x_n) & T_2(x_n) & \dots & T_r(x_n) \end{bmatrix}; \quad (13)$$

$$A^T = \begin{bmatrix} T_0(x_1) & T_0(x_2) & T_0(x_n) \\ T_1(x_1) & T_1(x_2) & T_1(x_n) \\ T_2(x_1) & T_2(x_2) & T_2(x_n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ T_r(x_1) & T_r(x_2) & T_r(x_n) \end{bmatrix}; \quad (14)$$

$$A^T \cdot A = \begin{bmatrix} T_0(x_1) & T_0(x_2) & T_0(x_n) \\ T_1(x_1) & T_1(x_2) & T_1(x_n) \\ T_2(x_1) & T_2(x_2) & T_2(x_n) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ T_r(x_1) & T_r(x_2) & T_r(x_n) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_0(x_1) & T_1(x_1) & T_2(x_1) & \dots & T_r(x_1) \\ T_0(x_2) & T_1(x_2) & T_2(x_2) & \dots & T_r(x_2) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_0(x_n) & T_1(x_n) & T_2(x_n) & \dots & T_r(x_n) \end{bmatrix}; \quad (15)$$

$$X = (C_0 \quad C_1 \quad C_2 \quad \dots \quad C_r); \quad (16)$$

$$L = (\hat{z}_1 \quad \hat{z}_2 \quad \hat{z}_3 \quad \dots \quad \hat{z}_n); \quad (17)$$

де \hat{z}_n – вимірні значення висот ЦММР.

$$V = (v_1 \quad v_2 \quad v_3 \quad \dots \quad v_n). \quad (18)$$

Розв'язавши систему (12) за правилами матричної алгебри отримаємо вектор невідомих параметрів \vec{X} .

Після знаходження поліномів $T_i(x)$ відповідних коефіцієнтів C_j ,

аналогічним чином одержується поліноми $T_e(y)$. При цьому обчисленні значення поліномів $T_k(x)$ і коефіцієнт C_j приймаються за вихідні, тобто, задача інтерполяції поліномами Чебишева здійснюється спочатку в напрямку осі абсцис, а потім – осі ординат.

Точність апроксимування ЦММР поліномами Чебишева здійснюється за статистичним критерієм Фішера, тобто, співставленням дисперсій залишкових відхилень для двох рядів апроксимування з різними степенями r і $(r+1)$.

Висновки. Запропонований у статті математичний підхід до моделювання цифрової моделі мікрорельєфу шляхом апроксимування за ортогональними поліномами Чебишева дозволяє уточнити просторові кількісні параметри РЕМ-зображень мікроповерхонь твердих тіл, а тому буде корисний для аналізу процесів зношування та зламу металевих деталей робочих органів.

На сьогодні, у конструкціях сільськогосподарської техніки суттєво переважає застосування саме металевих деталей. Врахування уточнених даних РЕМ-зображень топографії поверхонь дає змогу підвищувати:

- надійність і ефективність металевих робочих органів та виконуваних ними технологічних процесів;
- ефективність прийняття широкого ряду технічних рішень з матеріалознавства, машинобудування, технології обробки сільськогосподарського продукту на етапах від проектування до експлуатації конструкції (стосовно складу та структури, трибологічних властивостей матеріалів; компоновальних схем робочих органів і конструкції машин загалом; конструктивних та кінематичних схем машин; ощадливого режиму поетапної обробки сільськогосподарського продукту тощо).

Література

1. Основи РЕМ-стереофрактографічних досліджень у матеріалознавстві та трибології: Монографія / А.В. Шостак, В.В. Широков, В.В. Божидарнік, С.В. Синій. – Луцьк: Ред.-вид. відд. Луцького НТУ, 2013. – 300 с.
2. Аналітичні та експериментальні методи стереофрактографічних досліджень у трибоматеріалознавстві: Звіт про НДР (заключний) / Луцький національний технічний університет; Керівник – В. В. Широков № 0112U000290. – Луцьк, 2013. – 330 с. Відповідальний виконавець: С. В. Синій.

3. Ткачѳв В. Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / В. Н. Ткачѳв. – М.: Машиностроение, 1964. – 176 с.

4. Шостак А. В. Дослїдження зношування та зламїв чавунних деталей сїльськогосподарської технїки / А. В. Шостак, В. В. Широков, С. В. Синїй, М. Я. Варголяк // Сїльськогосподарські машини: зб. наук. ст. — Луцьк: Ред.-вид. вїддїл ЛНТУ, 2013. — Вип. 25. — С. 181-189.

5. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної технїки [Текст] / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С. В. Синїй та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.

6. Механїко-технологїчні властивостї сїльськогосподарських матерїалїв [Текст] / Г.А. Хайлїс, А.Ю. Горбовий, З.О. Гошко та ін. – Луцьк, ЛДТУ, 1998. – 268 с.

7. Чмыхов Д.В. Виртуальная лаборатория микроскопии с использованием новых методов анализа изображений / Будущее высоких технологий и инноваций за молодой Россией. – Рыбинск, 2009. – С. 37–41.

8. Vishnyakov G.N. The IASTED International Conference on signal and image processing. / G.N. Vishnyakov, G.G. Levin, K.E. Loshchilov, K.A. Sukhrukov // Fouriersynthtsis profilometry – 2005. – с.103-105.

9. Соколов В.Н. Новый метод трехмерной реконструкции нано- и микрорельефа по сериям разнофокусных РЭМ-стереоизображений / В.Н. Соколов, О.В. Разгулина, Д.И. Юрковец, М.С. Чернов // Материалы XXIII рос. конф. по РЭМ. Тезисы докладов. – Черногловка, 2010. – С. 78.

10. Шероховатость поверхностей / Я.А. Рудзит, Ю.А. Кризберг // Микрогеометрия и эксплуатационные свойства машин. – Зинате, 1983. – С. 55.

11. Мельник В.М., Шостак А.В. Кїлькїсна стереомїкрофрактографїя: Монографїя. – Луцьк: Твердиня, 2010. – 457 с.

12. Иванчук О.М. Структура і функції програмного комплексу «Dimicros» для опрацювання РЕМ-зображень на цифровій фотограмметричній станції / О.М. Иванчук, І.В. Хрупїн // Сучасні дос. геод. науки та виробництва. – Львів, 2012. – Вип. І (23). – С. 193–197.

13. Sokolov V.N. 3-D reconstruction of surface and Subsurface structures of Solids by SEM Stereo Images //Yurkovets D., Melnik V., Boude A., Howell P. /Inst.Phys. conf. Dundee, 2001. – P.168. – Section 4. – P. 109–122.

14. Preparata F., Shmos M. Вычислительная геометрия. – Springer-Verlag, 1985. – 322 p.

15. Гаврилова О.В. Определение геометрических характеристик конструкций по цифровым изображениям: автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 1997. – 20 с.

16. Бендат Д., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. – М.: Мир, 1989. – 540 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Д. Рудь

УДК 633.521

© И.Э. Миневич, к.т.н.; Л.Л. Осипова; В.А. Зубцов, д.мед.н.,
Всероссийский научно-исследовательский институт механизации
льноводства Россельхозакадемии;

© Н.А. Толстущко,
Луцкий национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭКСТРАКЦИИ ПОЛИСАХАРИДОВ И БЕЛКА ИЗ ЛЬНЯНОГО ЖМЫХА

Показана возможность последовательной экстракции полисахаридов и белка из льняного жмыха. Изучено влияние таких параметров экстракции, как гидромодуль, время, ионная сила, на выход полисахаридов и белка и определены оптимальные условия. Показано увеличение эффективности экстракции белка при предварительном удалении слизей из льняного жмыха.

ЛЬНЯНОЙ ЖМЫХ, ЭКСТРАКЦИЯ, БЕЛОК ЛЬНА, ПОЛИСАХАРИДЫ, ГИДРОМОДУЛЬ.

Постановка проблемы. О высокой потребительской ценности семян льна и льняного масла публикации появляются постоянно как в средствах массовой информации, так и в специальных научных изданиях. В связи с этим не вызывает сомнений необходимость повышения объемов производства льносемян и льняного масла. Вместе с этим актуальна задача глубокой и полной переработки остающегося вторичного сырья [1–9].

Анализ последних исследований и публикаций. После удаления масла остаются обезжиренные семена льна, которые имеют название жмыхов или шротов, в зависимости от метода выработки масла. Жмыхи остаются после удаления масла «холодным» прессованием. Шрот получают при экстракции масла каким-либо

органическим растворителем. В данном случае речь идет о льняном жмыхе, как вторичном сырье для пищевой промышленности.

В льняном жмыхе остается 10...14% масла, содержание белка увеличивается в среднем до 36%. Льняной жмых является концентрированным источником белка с полноценным аминокислотным составом. Для льняных белков характерен высокий уровень серосодержащих аминокислот: цистеина и метионина, которые проявляют высокую антиоксидантную активность и обеспечивают более высокий антиоксидантный статус организма в сравнении с соевым белком [1]. Также высок уровень ароматических аминокислот – фенилаланина и тирозина, которые обеспечивают функции щитовидной железы и способствуют улучшению деятельности центральной нервной системы.

Помимо белка льняной жмых содержит слизь льняного семени, которая представляет собой легко диспергирующиеся в воде углеводы, состоящие преимущественно из нередуцирующих сахаров и альдобиноновой кислоты. Полисахариды слизи хорошо растворимы в водных средах. В воде они разбухают, превращаясь в стекловидную прозрачную массу, что осложняет ряд технологических операций (экстракция, фильтрование). Слизь можно осадить из водного экстракта этиловым спиртом. Она имеет белый цвет и волокнистое строение. Сырая слизь содержит 12,4% золы, в которой находятся карбонаты кальция и калия, фосфат кальция, KCL, сульфат калия Fe, AL, SiO₂ [3]. Полисахариды (ПС) слизи представлены, в основном, двумя группами полимеров: арабиноксилана и галактоглоукана [4, 5]. ПС слизи широко используются в народной и традиционной медицине. Следует отметить, что ПС комплексы нашли применение в пищевой промышленности в качестве загустителей и гелеобразователей, а также стабилизаторов, эмульгаторов, пластификаторов в пищевых технологиях [6]. Таким образом, ПС льняного семени, как и его белки, представляют практический интерес для отечественной пищевой промышленности.

Цель исследования – изучение процесса экстракции полисахаридов слизи и белка из льняного жмыха.

Результаты исследования. Объектом исследования служил жмых льняной (ГОСТ 10974-95), полученный при выработке льняного масла методом «холодного» прессования на предприятии ООО «Эколен» (г. Тверь), содержащий 34,2% белка.

Экстракцию белка проводили растворами хлорида натрия в щелочной среде после удаления полисахаридов слизи из льняного жмыха. Осаждение белка из экстрактов проводили в кислой среде,

соответствующей изоэлектрической точке (ИЭТ) льняного белка при рН 3,5-4,0. Солевая экстракция в щелочной среде позволяет совместно с солерастворимыми белками выделить в раствор и щелочерастворимые.

Определение белка в сырье и промежуточных продуктах проводили методом Кьельдаля по ГОСТ 13496.4-93. Общий выход ПС комплекса и зольность определяли гравиметрическим методом [7]. Массовую долю влаги определяли по ГОСТ 9404-88. Определение содержания жира проводили методом Рушковского [8].

С целью последовательного выделения полисахаридов и белков экстракцию полисахаридов проводили в кислой среде при рН 3,5-4,0, соответствующей изоэлектрической точке (ИЭТ) льняного белка. В условиях ИЭТ растворимость белков является минимальной [10]. Было исследовано влияние гидромодуля (соотношения сырья и растворителя) на выход ПС слизей (рис.).

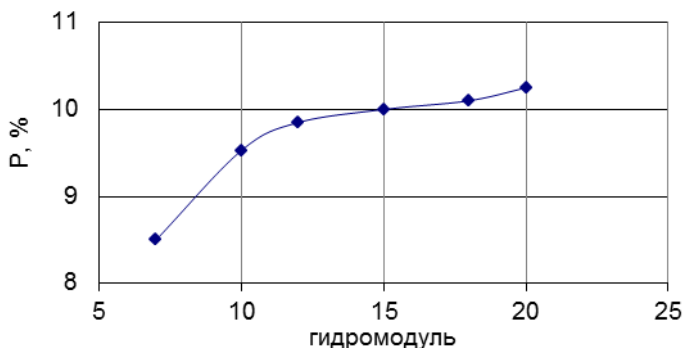


Рис. – Влияние гидромодуля на выход сухой слизи (Р % – выход сухой слизи относительно массы льняного жмыха)

Исходя из полученных данных, оптимальным соотношением можно считать гидромодуль 1:15. Дальнейшее повышение объема жидкой фазы неэффективно, так как незначительно увеличивает выход полисахаридов в раствор. Также установлено, что время проведения процесса в течение 0,5...1ч достаточно для выхода полисахаридов слизей в раствор. Увеличение продолжительности процесса приводит к увеличению выхода белка – выше 8% (табл. 1). Это объясняется взаимодействием части белков с полисахаридами слизи с образованием растворимых комплексов [5].

Из отделенного от жмыха экстракта слизей путем осаждения спиртом выделяли полисахаридный комплекс (ПС комплекс), характеристика которого представлена в таблице 2.

Таблица 1 – Эффективность экстракции слизи из льняного жмыха

Продолжительность процесса, мин	Выход сухой слизи, % к массе сырья	Выход белка, % к массе белка в сырье
15	8,5	5,5
30	9,4	6,0
45	9,9	6,0
60	10,5	6,3
75	11,5	8,5

Таблица 2 – Характеристика ПС-комплекса

Наименование показателя	Значение показателя
Выход ПС комплекса, % от массы сырья	9,5–10,8
Белок, % от массы ПС комплекса	5,5–6,3
Жир, % от массы ПС комплекса	5,9–8,5
Зольность, % от массы ПС комплекса	10,5–12,0
Влага, % от массы ПС комплекса	9,5–13,0
Углеводы, % от массы ПС комплекса	59,1–48,4

Эффективность процесса экстракции белка из масличных семян зависит от ионной силы солевого раствора. При повышении ионной силы солевого раствора степень экстракции белка из масличного сырья сначала увеличивается пока не достигнет максимального значения. Последующее повышение ионной силы солевого раствора не приводит к значительному повышению общего количества растворенного белка (табл. 3).

Выводы. Ионная сила солевого раствора 0,5-0,8М при экстракции из льняного жмыха является достаточной для осуществления растворения значительных количеств белка и получения целевого продукта высокого качества с содержанием белка не менее 75% (табл. 3). При этом в белковый экстракт из бесслизевоего жмыха переходит больше протеина, чем из исходного (табл. 3). Остальные параметры процесса экстракции белка из льняного жмыха имели следующие значения: рН 9-10, температура 20-40°C, время 1-3ч.

Определены оптимальные параметры процесса последовательной экстракции полисахаридов и белка из льняного жмыха.

Таблица 3 – Влияние ионной силы экстрагента на эффективность экстракции белка из льняного жмыха

Ионная сила солевого раствора	Общее количество растворимого белка в экстракте, г	Выход белка в экстракт, % к содержанию белка в сырье	Содержание белка в целевом продукте, % к массе продукта
Экстракция из бесслизевго жмыха			
0,15М	12,58	61,3	75,0
0,3М	13,34	65,0	75,3
0,5М	13,91	67,8	76,2
0,8М	13,95	68,0	76,8
1М	14,10	68,6	76,8
Экстракция из исходного жмыха			
0,5М	12,31	60,0	70,2

Литература

1. Oomah B.D. Flaxseed as a functional food source / B.D. Oomah// J.Sci.Food and Agr. – 2001. – V. 81.– Is. 9.- PP. 889–894.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Тоблер Ф. Лен как прядильное и масличное растение / Ф. Тоблер, Г. Бредеман, И. Рябов, К. Опитц, Е. Шиллинг. – М.: Сельхозгиз, 1931. – 240 с.
4. Warrand J. Flax (*Linum usitatissimum*) seed cake: A potential source of high molecular weight arabinoxylans / J. Warrand, P. Michaud, L. Picton, G. Muller et al. // J. Agr. And Food Chemistry. – 2005. – V. 53. – N5. – PP. 1449-1459.
5. Warrand J. Structural investigation of the neutral polysaccharide of *Linum Usitatissimum* L. seed mucilage / J. Warrand, P. Michaud, L. Picton at al // International J. of Biological Macromolecules. – 2005. – V. 35. – N. 3–4. – PP. 121–125.
6. Толстогузов В.Б. Искусственные продукты питания / В.Б. Толстогузов. – М.: Наука, 1978. – С. 42– 44.
7. Методы биохимического исследования растений/ под ред. А.И. Ермакова. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 430 с.
8. Разумов В.А. Справочник лаборанта-химика по анализу кормов / В.А. Разумов. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 304 с.
9. Пищевая химия / под ред. А.П. Нечаева. – СПб.: ГИОРД, 2003. – 640 с.

УДК 631.356.274

© С.О. Поляшенко, к.т.н.,
Харківський національний технічний університет сільського
господарства ім. Петра Василенка;
О.А. Роляк, к.т.н.,
Подільський державний аграрно-технічний університет;
Ю.О. Цикалюк, к.т.н.,
Мирогощанський аграрний коледж

ВПЛИВ ШВИДКОСТІ ПОЛОТНА ТРАНСПОРТЕРА БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН НА ПОШКОДЖЕННЯ І РОЗСІВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВОГО БУРЯКА

Визначена густина розподілу дальності польоту коренеплодів цукрового буряка за різних лінійних швидкостей полотна транспортера.

ТРАНСПОРТЕР, ПОЛОТНО, КОРЕНЕПЛОД, ЦУКРОВИЙ БУРЯК.

Постановка проблеми. Однією з основних вимог, що пред'являються до конструкції транспортерів бурякозбиральних машин, є забезпечення якості продукції коренеплодів цукрового буряка при вивантаженні їх в кузов транспортного засобу. За роботи бурякозбиральних машин спостерігається сильний розкид траєкторії польоту коренеплодів після відриву від полотна транспортера. Внаслідок чого окремі коренеплоди перелітають через дальній борт транспортного засобу, а інші захоплюються скребками транспортера і скидаються повз ближнього борту транспортного засобу.

Аналіз досліджень і публікацій. Так, у технологічному процесі збирання цукрового буряку машинами КС–6В, РКС–6 висота вивантаження коренеплодів транспортером в кузов транспортного засобу складає в середньому 1,5–2,0 м. Падаючи з великої висоти, 15–20% коренеплодів пошкоджується. При цьому загальна маса коренеплодів знижується на 1,5–2,5% [1]. Під час зберігання пошкоджені коренеплоди, в першу чергу, загнивають, у результаті чого цукрова промисловість недобирає значну частину цукру з бурякової сировини. Тому підвищення якості бурякової сировини, яку доставляють на цукровий завод набуває особливого значення. Встановленні відповідні межі якості роботи коренезбиральних машин: втрати коренеплодів не більше 3%; засміченість вороху коренеплодів не більше 10%, при чому домішок гички і рослинних решток має бути

не більше 3% [2, 3]. Траєкторія падіння коренеплодів при вивантаженні транспортером визначається конструктивними і кінематичними параметрами транспортерів і розмірними характеристиками вороха коренеплодів.

Мета дослідження. В зв'язку з цим зниження пошкодження коренеплодів цукрового буряку при їх збиранні, є актуальним завданням для України.

Наведена стаття є результатом досліджень авторів за рішенням наукового завдання підвищення якості коренеплодів цукрового буряку при його вивантаженні з коренезбиральної машини в транспортний засіб.

Результати дослідження. Для аналізу процесу вивантаження коренеплодів транспортером була створена математична модель руху коренеплодів цукрового буряку по транспортеру [4, 5, 6].

Траєкторія падіння коренеплодів при відриві від полотна транспортера визначалася аналітично, при цьому діаметр коренеплодів розглядався як дискретна випадкова величина.

Рівняння руху коренеплодів цукрового буряку при відриві від полотна транспортера (рис. 1) мають вигляд:

$$\begin{cases} x = x_1 - \frac{\dot{\chi}_1 (\varphi - \varphi_1)}{\omega} \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) - y_1 (\varphi - \varphi_1); \\ y = y_1 - \frac{\dot{\chi}_1 (\varphi - \varphi_1)}{\omega} \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) + x_1 (\varphi - \varphi_1) + \frac{g}{2} \left(\frac{\varphi - \varphi_1}{\omega} \right)^2, \end{cases} \quad (1)$$

де

$$\begin{cases} x_1 = -R \sin(\alpha - \varphi_1) - \chi_1 \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) + \frac{d}{2} \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon); \\ y = -R \cos(\alpha - \varphi_1) - \chi_1 \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) - \frac{d}{2} \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon); \end{cases} \quad (2)$$

x_1, y_1 – координати коренеплодів цукрового буряку в прямокутній системі координат; χ – узагальнена координата центру тяжіння коренеплоду у момент його відриву від скребка полотна транспортера; ω – кутова швидкість транспортера; R – радіус тягової зірочки транспортера; $\dot{\chi}$ – відносна швидкість руху коренеплоду по скребку в момент його відриву від скребка транспортера; g – прискорення вільного падіння; d – діаметр коренеплоду; α – кут установки відносно горизонту ведучої гілки полотна транспортера; ε – кут відхилення поверхні скребка відносно радіального напрямку; φ –

кут повороту скребка; φ_1 – кут повороту скребка, за якого відбувається відрив коренеплоду від скребка.

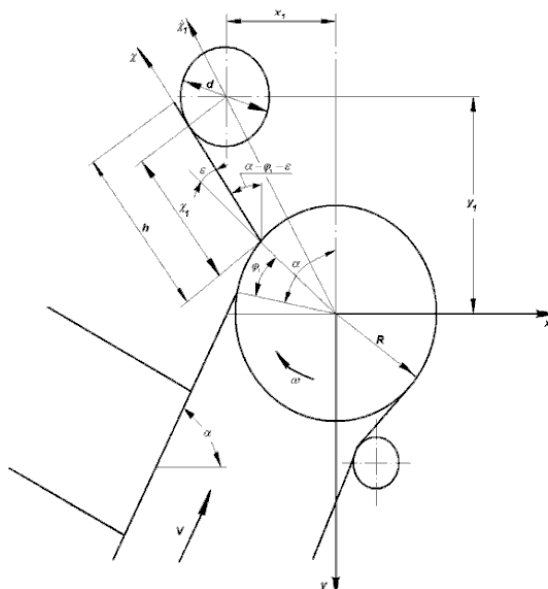


Рис. 1 – Схема до визначення x і y

Розрахунок дальності польоту коренеплодів цукрового буряка проводився на ПЕОМ з використанням програмного забезпечення Matlab 6.0, Maple 6.0 за широкого варіювання перемінних: параметрів транспортера (лінійної швидкості полотна транспортера V , куту нахилу до горизонту ведучої гілки полотна транспортера α , висоти скребка h , коефіцієнта тертя коренеплодів по скребку f , радіуса тягової зірочки R) і діаметра коренеплодів цукрового буряка d . На рис. 2 представлена залежність дальності польоту одиничних коренеплодів від лінійної швидкості полотна транспортера при їхньому вивантаженні в транспортний засіб для коренеплодів $d = 0,044 \div 0,2$ м; $\Delta d = 0,04$ м. Транспортер знаходиться на рівні 1,5 м від дна транспортного засобу. Інші параметри скребкового транспортера відповідають параметрам транспортера коренезбиральної самохідної машини КС-6Б: ($\alpha = 0^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $h = 0,16$; $R = 0,12$; $f = 0,6$).

Ця залежність визначає зміну області розсівання коренеплодів цукрового буряка від лінійної швидкості полотна транспортера. Як видно з рис. 2, розсівання дальності польоту одиничних коренеплодів

при вивантаженні в транспортний засіб збільшується при збільшенні лінійної швидкості полотна транспортера більше ніж 1,0 м/с, оскільки коренеплоди $d = 0,04 \div 0,08$ м прихоплюються подальшим скребком при відриві від полотна.

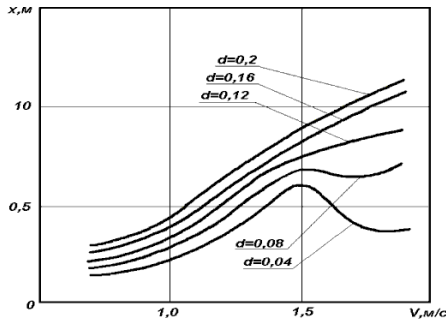


Рис. 2 – Залежність дальності польоту коренеплодів цукрового буряка від лінійної швидкості полотна транспортера

Практично область розсівання коренеплодів при лінійній швидкості полотна транспортера при $V = 1,2$ м/с і $V = 1,4$ м/с однакова. Тому в подальшому дослідженні розглядаємо тільки швидкості полотна транспортера: $V = 0,8 \div 1,2$ м/с і $\Delta V = 0,2$ м/с.

Для вирішення задачі визначення впливу лінійної швидкості полотна транспортера на розсівання вороха коренеплодів цукрового буряка розглядаємо дальність польоту коренеплодів як функцію безперервної випадкової величини діаметра коренеплодів.

Дальність польоту коренеплодів цукрового буряка як функція діаметра коренеплодів визначається з рівнянь (1) і (2).

Підставляючи x_l , y_l , в рівняння (1), отримаємо:

$$x = \frac{d}{2} [\cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) + (\varphi - \varphi_1) \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)] + \chi_l [(\varphi - \varphi_1) \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) - \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)] + R [(\varphi - \varphi_1) \cos(\alpha - \varphi_1) - \sin(\alpha - \varphi_1)] - \frac{\dot{\chi}_l}{\omega} [(\varphi - \varphi_1) \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)]. \quad (3)$$

Залежність дальності польоту коренеплодів x від їхнього діаметра представлена на рис. 3 ($\alpha = 0^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $h = 0,16$; $R = 0,12$; $f = 0,6$; $y = 1,5$).

Як видно з графіка, випадкова величина x пов'язана з випадковою величиною d , лінійною функціональною залежністю (для області розподілу діаметрів коренеплодів у вороху: $0,3 < d < 0,13$ м:

$$x = ad + b, \tag{4}$$

де

$$a = \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) + (\varphi - \varphi_1) \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon);$$

$$b = \chi_1 [(\varphi - \varphi_1) \cos(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon) - \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)] +$$

$$+ R [(\varphi - \varphi_1) \cos(\alpha - \varphi_1) - \sin(\alpha - \varphi_1)] - \frac{\dot{\chi}_1}{\omega} [(\varphi - \varphi_1) \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)].$$

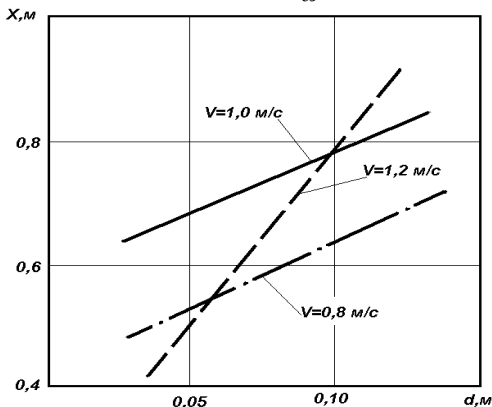


Рис. 3 – Залежність дальності польоту коренеплодів цукрового буряка від їхнього діаметра

На основі багатолітніх досліджень розмірних характеристик коренеплодів цукрового буряка встановлено, що діаметр коренеплодів цукрового буряка є випадковою величиною, розподіленою по нормальному закону. За даними вимірів діаметрів коренеплодів цукрового буряка (вибірка 200 шт.) розподіл діаметра коренеплодів підкоряється нормальному закону з параметрами: $m_d=0,08$ м, $G_d=0,017$ м.

Графічно емпіричний розподіл діаметрів коренеплодів цукрового буряка і його крива, що підлягає закону нормального розподілу представлені на рис. 4. Відомо, що лінійна функція від аргументу, підлеглого нормальному закону розподілу, так само підлегла нормальному закону [7].

Густина вірогідності нормального закону розподілу випадкової величини дальності польоту коренеплодів x має вигляд:

$$f(x) = \frac{1}{|a|G_d\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[x-(am_d+b)]^2}{2|a|^2G_d^2}}. \tag{5}$$

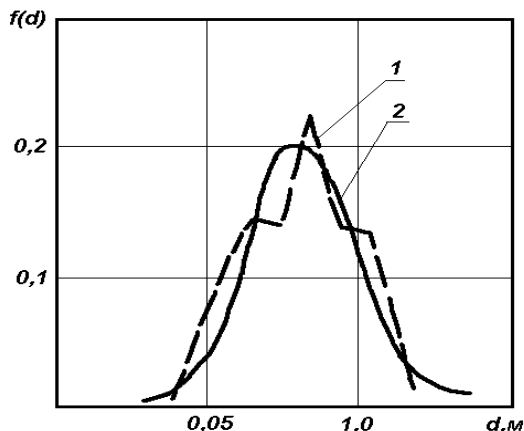


Рис. 4 – Густина розподілу діаметрів коренеплідів цукрового буряка

Параметрами нормального закону розподілу випадкової величини дальності польоту коренеплідів є математичне очікування m_x і середньоквадратичне відхилення G_x , які визначаються:

$$m_x = am_d + b;$$

$$G_x = |a|G_d.$$

Значення коефіцієнтів a і b і величин m_x , G_x для різних лінійних швидкостей полотна транспортера представлені в табл. 1.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів a і b і величин m_x , G_x для різних лінійних швидкостей полотна

Параметр	$V_1=0,8$ м/с	$V_2 = 1,0$ м/с	$V_3 = 1,2$ м/с
a	2	1,875	5,5
b	0,42	0,575	0,23
m_x	0,58	0,73	0,66
G_x	0,034	0,032	0,093
$f(x)_{\max}$	0,117	0,125	0,043

Густина розподілу дальності польоту коренеплідів цукрового буряка x при різних лінійних швидкостях полотна транспортера представлена на рис. 5

($\alpha = 0^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $h = 0,16$; $R = 0,12$; $f = 0,6$;

$y = 1,5$; $R = 0,12$; $f = 0,6$; $y = 1,5$).

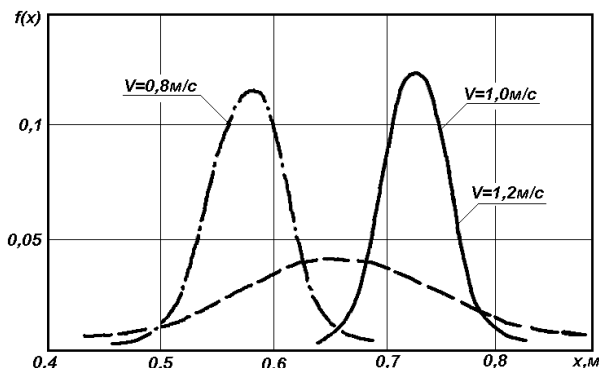


Рис. 5 – Густина розподілу дальності польоту коренеплодів цукрового буряка за різних лінійних швидкостей

На осі абсцис відкладені значення дальності польоту коренеплодів цукрового буряка, а на осі ординат – відповідні їм значення густини вірогідності $f(x)$, обчислені за формулою (5).

Теоретичні дані перевірялися експериментально. Експеримент проводився на стаціонарній установці з транспортером бурякозбиральної машини КС–6Б. Дальність польоту коренеплодів цукрового буряка визначалася пид час їх падіння з транспортера в ящик з вологим піском (для фіксації слідів падіння коренеплодів) і оцінювалася відстанню від осі валу ведучого транспортера до місця падіння коренеплодів. Ворох коренеплодів підбирався в співвідношенні, відповідному вороху коренеплодів, який замірявся у процеси випробуваннях машини КС–6Б.

Ворох коренеплодів розділявся на групи за щонайбільшою товщиною: великі – $d > 0,08$ м, середні – $d = 0,044 \pm 0,2$ м, дрібні – $d < 0,04$ м. Співвідношення груп коренеплодів по вазі у вороху складало: крупні – 69 %, середні – 25 %, дрібні – 6 %. Дослід проводився у 5-кратній повторності.

Аналіз отриманих результатів, представлених в табл. 2, показує, що теоретичні значення дальності польоту коренеплодів m_x (середні значення) і експериментальні дані середнього значення дальності польоту коренеплодів \bar{x} близькі за значенням.

Аналіз кривих густини розподілу дальності польоту коренеплодів показує, що за лінійної швидкості транспортера $V = 1,0$ м/с розсівання коренеплодів мінімальне ($G = 0,032$), при $V = 1,2$ м/с максимальний ($G = 0,093$). Тому лінійну швидкість полотна

транспортера з параметрами: ($\alpha = 0^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $h = 0,16$; $R = 0,12$; $f = 0,6$) не потрібно збільшувати більше 1,0 м/с.

Підвищення лінійної швидкості полотна транспортера понад 1,0 м/с, наприклад 1,2÷1,4 м/с, призведе до збільшення розсівання коренеплодів і відсотка пошкодження коренеплодів при падінні на дно транспортного засобу.

Таблиця 2 – Теоретичні m_x і експериментальні \bar{x} значення дальності польоту коренеплодів цукрового буряка при навантаженні

V, м/с	m_x	\bar{x}
0,8	0,58	0,65
1,0	0,73	0,82
1,2	0,66	0,7

Висновки. 1. Дальність польоту коренеплодів цукрового буряка при навантаженні транспортером залежить від параметрів транспортера і діаметрів коренеплодів і є випадковою величиною, розподіленою за нормальним законом.

2. Розсівання коренеплодів мінімальне за лінійної швидкості полотна $V = 1,0$ м/с за навантаження транспортером з параметрами: ($\alpha = 0^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $h = 0,16$ м; $R = 0,12$ м).

Література

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов [Текст]: / А.М. Мазуренко, И.И. Русанов, В.И. Сухомлин и др.; Под ред. А.М. Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. Система качества «Поле-машина»: инструкция по технологической наладке свеклоуборочных машин, контролю и оценке качества уборки сахарной свеклы. – Харьков: Облполитграфиздат, – 1986. – 41 с.
3. Довідник буряководи. К.: Урожай, 1975. – 224 с.
4. Демидович Б.П. и др. Численные методы анализа. – М., 1976. – 216 с.
5. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – Киев: УАСХН, 1960. – 154 с.
6. Татьяна Н.В., Золоторева Т.С. К моделированию на ЭВМ процесса рассева корнеклубнеплодов скребковым транспортером // Исследование рабочих органов машин для сахарной свеклы и кукурузы

с целью повышения их эффективности: сб. научн. тр./ – М.: НПО ВИСХОМ, 1989. – 95 с.

7. Вентцель Е.С. Теория вероятности. М.: Наука, 1964.

8. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – К.: НМК ВО, 1992. – 320с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.331

© В.В. Сацюк, к.т.н.; М.М. Толстушко, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОСАДКИ КАРТОПЛІ ЛАНЦЮГОВО-ЛОЖКОВИМ ВИСАДЖУВАЛЬНИМ АПАРАТОМ

У статті описано функціональну схему модернізованого висаджувального апарату. Наведено результати дослідження впливу кінематичних параметрів апарату та висоти шару бульб на кількість пропусків бульбами ложечок висаджувального апарату.

ЛОЖЕЧКА, КАРТОПЛЯ, ВИСАДЖУВАЛЬНИЙ АПАРАТ, МАСА, ЧАСТОТА, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.

Постановка проблеми. Картопля – одна з найважливіших сільськогосподарських культур різнобічного використання. Садіння картоплі важлива і складна частина технологічного процесу її вирощування, від виконання якої залежить урожайність. Для успішного вирішення завдання підвищення врожайності картоплі необхідно, поряд з іншим, вирішити питання рівномірності розподілу бульб при посадці. Рівномірність розподілу бульб відхиляється від агротехнічних вимог внаслідок використання неякісного посадкового матеріалу або недосконалості роботи картоплесаджалок. При збільшенні продуктивності картоплесаджалок досягти рівномірність розподілу бульб можна зменшенням пропусків і пошкоджень бульб.

Складність та випадковість технологічного процесу захоплення бульби картоплі ланцюгово-ложковим висаджувальним апаратом не дозволяє повністю визначити оптимальні режими роботи картоплесаджалки аналітичним шляхом. Тому, для встановлення впливу параметрів ланцюгово-ложечкового висаджувального апарату на кількість пропусків бульб, необхідно провести лабораторно-виробничі випробування апарату із застосуванням математичного

методу планування експерименту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робота висаджувального апарату бульб картоплі розглянута в працях [1, 2]. Але питання дослідження рівномірності посадки картоплі ланцюгово-ложковим висаджувальним апаратом залежно від частоти висадки та висоти шару бульб у живильному ковші досліджено недостатньо.

Мета роботи. Провести лабораторно-виробничі випробування ланцюгово-ложкового висаджувального апарату з метою встановлення впливу факторів на кількість пропусків бульб картоплі ложечками досліджуваного апарату.

Результати дослідження. Картоплесаджалка з ланцюгово-ложковим висаджувальним апаратом (рис. 1) працює таким чином. Бульби картоплі завантажуються у бункер 1 картоплесаджалки. Із бункера бульби подаються на коливальний живильний ківш 2. Висота шару бульб у живильному ковші регулюється за допомогою заслінки 5. Використання коливального ковша збільшує рівномірність та швидкість надходження бульб у простір між ложечками. Ложечки 7 захоплюють бульби і транспортують їх спочатку вгору, а потім, після веденої зірочки 4 направляють бульби вниз. У момент коли зазор між торцем ложечки і кожухом 8 стане більший розміру бульби, остання скочується з ложечки і падає через порожнину сошника на дно борозни.

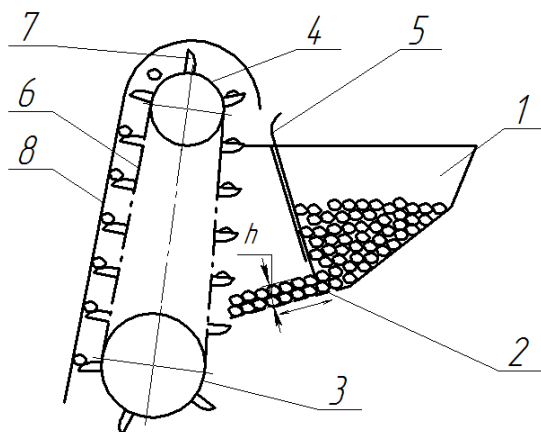


Рис. 1 - Схема ланцюгово-ложкового висаджувального апарату із коливальною стінкою бункера: 1 - бункер; 2 - коливальний ківш; 3 - ведуча зірочка; 4 - ведена зірочка; 5 - заслінка; 6 - тяговий ланцюг; 7 - ложечка; 8 - кожух

Для кількісної оцінки впливу частоти висадки бульб, висоти шару бульб у живильному ковші та маси бульби картоплі на кількість пропусків бульб картоплі ложечками висаджувального апарату було проведено математичний метод планування експерименту.

Зміна факторів під час досліджень здійснювалась на рівнях наведених у табл.

Таблиця – Фактори і рівні варіювання

Рівні варіювання	Фактори		
	Частота посадки ν , бульб/с	Висота шару бульб, у живильному ковші h , м	Маса бульби картоплі m , г.
	X_1	X_2	X_3
Верхній (+1)	8	0,3	80
Нульовий (0)	6	0,2	65
Нижній (-1)	4	0,1	50
Інтервал варіювання, ε	2	0,1	15

Обробка результатів досліджень на ЕОМ (за допомогою розробленої у середовищі програми Mathcad 2000, згідно з трирівневим планом Бокса–Бенкіна другого порядку, дозволила отримати рівняння регресії кількості пропусків бульб ложечкою висаджувального апарату у кодованому вигляді:

$$Y = 2,981 + 2,243 \cdot x_1 - 0,512 \cdot x_2 + 0,288 \cdot x_3 + 1,143 \cdot x_1^2 + 0,371 \cdot x_2^2 + 0,041 \cdot x_3^2. \quad (1)$$

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (1) проводили за допомогою критерію Фішера F_ϕ , а оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилась за допомогою критерію Стьюдента,

Підставивши фактори у рівняння 1 отримали рівняння регресії у натуральному вигляді:

$$y = 8,57 - 2,31\nu - 19,96h - 0,004m + 0,29\nu^2 + 37,1h^2 + 1,82 \cdot 10^4 \cdot m^2 \quad (2)$$

За отриманим рівнянням регресії (2) були побудовані поверхні відгуку та графіки ліній рівня (рис. 2) для відслідковування динаміки зміни кількості пропусків бульб ложечок висаджувального апарату.

Висновки. Аналіз отриманих результатів показує, що всі досліджувані фактори мають суттєвий вплив на кількість пропусків бульб ложечками висаджувального апарата.

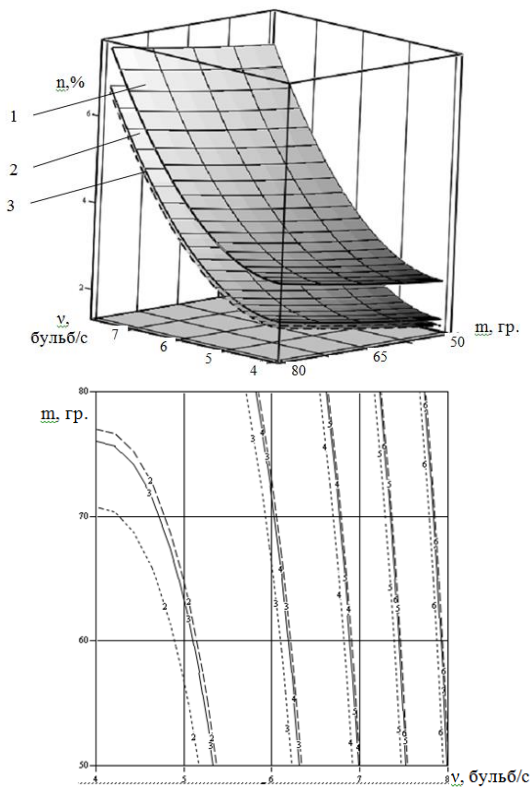


Рис. 2 – Залежність кількості пропусків бульбами ложечок висаджувального апарату y % від величини частоти висадки бульб v та маса бульби картоплі при висоті шару бульб, y живильному ковші h : 1 – $h=0,1$ м; 2 – $h=0,2$ м; 3 – $h=0,3$ м

Література

1. Дзюба В.І. Система машин для виробництва картоплі / В.І. Дзюба, В.В. Кононученко [Ред. В.Г. Батюта]. – 2-е вид., випр. і доп. – К.: Урожай, 1984. – 44 с.
2. Колчин Н.Н. Технологии и комплексы машин для возделывания важнейших сельскохозяйственных культур. Часть 1. Картофель / Н.Н. Колчин. – М.: ИНФРА-М, 1997. – 104 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.35:633.521

© М.М. Толстушко, к.т.н.; С.Ф. Юхимчук, к.т.н.; Н.О. Толстушко;
В.Л. Мартинюк, к.т.н.; В.В. Сацюк, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ УДАРУ ПО СТЕБЛАХ ЛЬОНУ ТА ЩІЛЬНОСТІ СТЕБЛОВОЇ СТРІЧКИ НА ЇЇ РОЗТЯГНУТІСТЬ

У статті наведено визначення залежності зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки від швидкості удару по стеблах та щільності стрічки. За отриманою залежністю визначено кількість ударів по коренях стебел стрічки для її підрівнювання.

ШВИДКІСТЬ УДАРУ, ЩІЛЬНОСТЬ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, РОЗТЯГНУТІСТЬ СТРІЧКИ, СТЕБЛО.

Постановка проблеми. У сучасних умовах льонопреса в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстилаються льонозбиральними комбайнами. Наявні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстилання стрічки стебел на льоновищі. Розстелені ними стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. Тому актуальним є підвищення якості розстилання стрічки стебел льонокомбайном. Досягти цього можна завдяки підрівнюванню стрічки стебел під час її розстилання. А тому виникла потреба у розробленні та обґрунтуванні параметрів і режиму роботи пристрою комбайна для одночасного підрівнювання й розстилання стрічки стебел льону. Для обґрунтування параметрів цього пристрою потрібно провести ряд експериментів [1–3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що мало уваги приділено визначенню залежності зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки від швидкості удару по стеблах та щільності стрічки [1–3].

Мета дослідження – встановити залежність зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки від швидкості удару по стеблах та щільності стрічки.

Результати дослідження. Перед дослідом стеблова стрічка готувалась таким чином. Бралась обчісані стебла приблизно однакової довжини (92...95 см) і діаметра (1,7...1,9 мм). У досліді досліджувалась стеблова стрічка різної щільності. Визначали

необхідну кількість стебел для дослідів і формували стрічку початкової відносної розтягнутості $\lambda_n = 1,2$ раза. Для цього пучок із взятих стебел розділявся на двоє. Корінці стебел першої половини помічались маркером синього кольору, а другої половини – червоного кольору. Потім стебла висувались так, щоб корені стебел першої половини були зміщені відносно коренів стебел другої половини на 19 см, утворюючи відносну розтягнутість стрічки 1,2 раза. Після чого стебла перемішувались одне відносно іншого, не допускаючи їх поздовжнього зміщення.

Стрічку льону затискали між долонями і, утримуючи вертикально, піднімали на необхідну висоту та, розводячи долоні, спричиняли падіння стебел на металеву платформу. Висоту падіння H стеблової стрічки над металевою платформою брали такою, щоб швидкість удару обчислена за формулою $v_{yo} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ була рівною: 1,4; 1,7 і 2,0 м/с. Тобто, висота падіння відповідно становила: 0,10; 0,15 і 0,20 м. Вибрані значення швидкості v_{yo} приблизно дорівнюють максимальним значенням швидкості щита з буртиком під час роботи підрівнювача на різних швидкостях руху комбайна. Після падіння стрічки на платформу визначали її нову розтягнутість. Для цього визначали абсолютну розтягнутість – віддаль між кінцями коренів стебел помічених червоним і синім маркерами. А від абсолютної розтягнутості переходили до відносної λ_k і за формулою $\Delta\lambda = \lambda_n - \lambda_k$ визначали зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки.

Вимірювання абсолютної розтягнутості вели з точністю до 1 мм. Необхідну щільність стеблової стрічки забезпечували підбором відповідної кількості стебел у пучку.

Досліди проводили за план-матрицею двофакторного експерименту за тривірневим ортогональним композиційним планом [3] у триразовій повторюваності, а самі розрахунки здійснювались на ПЕОМ.

Стеблова стрічка для дослідів формувалась із обчисаних стебел льону таких характеристик: сорт льону – Чарівний, діаметр стебел – 1,7...1,9 мм, довжина стебел – 92...95 см, вологість стебел – 46 %, відносна розтягнутість стебел у стрічці – 1,2 рази. У дослідях досліджувалась стрічка стебел щільністю 10, 15 і 20 стебел на 1 см² поперечного перерізу стрічки.

Обробкою на ПЕОМ статистичних даних результатів двофакторного експерименту за тривірневим ортогональним

композиційним планом отримано рівняння регресії для зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки:

$$\Delta\lambda = 0,0856 + 0,0117 \cdot x_1 - 0,0417 \cdot x_2 + 0,0087 \cdot x_2^2 - 0,0084 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (1)$$

де x_1 – кодоване значення швидкості удару $v_{y\partial}$ (-1; 0; 1, що відповідає 1,4; 1,7 і 2,0 м/с); x_2 – кодоване значення щільності стеблової стрічки i_c (-1; 0; 1, що відповідає 10; 15 і 20 стебел на 1 см² поперечного перерізу стрічки).

За рівнянням (1) побудована поверхня відгуку (рис.). Під час аналізу рівняння (1) та поверхні відгуку (рис.) видно, що розтягнутість стеблової стрічки знижується із збільшенням швидкості удару по стеблах та зменшенням щільності стрічки. Причому щільність стрічки впливає більше на зміну розтягнутості.

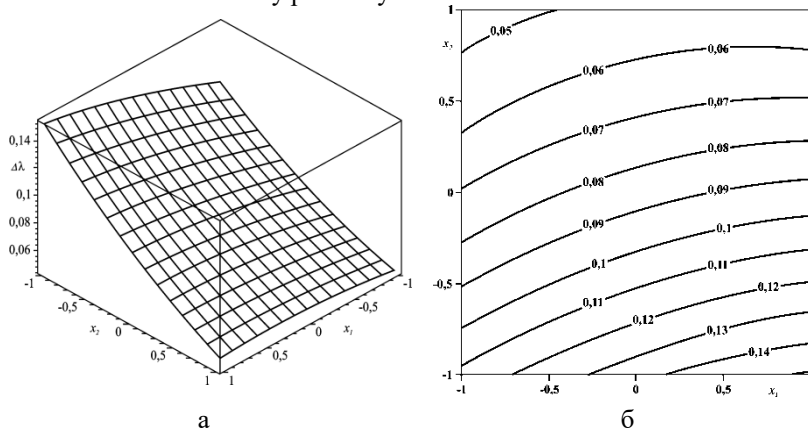


Рис. – Поверхня відгуку (а) для зменшення відносної розтягнутості стеблової стрічки і проекції її січень на площину x_1x_2 (б)

Рівняння (1) можна використовувати для вибору швидкості удару $v_{y\partial}$ по стеблах стрічки під час її підрівнювання або кількості ударів i (знаючи зменшення розтягнутості стрічки $\Delta\lambda$ за один удар) для забезпечення необхідної розтягнутості стрічки λ_k після підрівнювання, якщо задано початкову розтягнутість λ_n та щільність стеблової стрічки i_c . Для практичного використання цього рівняння перейшли від кодованих до дійсних значень факторів:

$$\Delta\lambda = 0,0903 + 0,123 \cdot v_{y\partial} - 0,0093 \cdot i_c + 0,0003 \cdot i_c^2 - 0,0056 \cdot v_{y\partial} \cdot i_c. \quad (2)$$

Висновки. Так, для швидкості удару $v_{yo} = 1,4$ м/с та щільності стрічки стебел льону $i_c = 20$ штук/см² зменшення відносної розтягнутості $\Delta\lambda$ за один удар приблизно становить 0,05. Якщо початкова розтягнутість стеблової стрічки $\lambda_n = 1,2$ раза і необхідно забезпечити кінцеву розтягнутість $\lambda_k = 1,05$ після підрівнювання, тобто $i \cdot \Delta\lambda = \lambda_n - \lambda_k = 0,15$, тоді необхідна кількість ударів по стеблах $i = 3$. Під час роботи підрівнювача корені стебел стрічки сприймають не менше трьох ударів з боку буртика.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Толстушко М.М. Розстиральні пристрої льнозбиральних машин / Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 160 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРЕСУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено обґрунтування основних параметрів робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону. За отриманими залежностями визначені значення цих параметрів.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, СТРІЧКА ЛЬОНУ, РУЛОН.

Постановка проблеми. Для збирання льону використовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму. В

таких пресувальних камерах відбувається недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми, що призводить до значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу за збільшення сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг цих пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення пресувальної камери змінного об'єму прес-підбирача та обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1–7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що мало уваги приділено вдосконаленню пресувальних камер змінного об'єму рулонних прес-підбирачів для збирання льонотрести та обґрунтуванню основних параметрів робочих органів цих камер [1–7].

Мета дослідження – обґрунтувати основні параметри робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону.

Результати дослідження. На рис. 1 у схематичному вигляді зображений рулонний прес-підбирач стрічки льону з пресувальною камерою змінного об'єму [2–5, 7].

До основних параметрів робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки стебел льону відносяться: d_e , l_e – відповідно діаметр і довжина валика на підпружиненій рамці; $D_{n,p}$ – діаметр дуги кола, вздовж якої розташовані осі валиків підпружиненої рамки; η , k_e – відповідно кутовий інтервал між осями валиків та їх кількість на підпружиненій рамці; ψ_{max} – максимальний кут повороту підпружиненої рамки; θ_0 – кут, який визначає початкове положення підпружиненої рамки; c_{np} – жорсткість однієї з двох однакових пружин, на яких підвішена підпружинена рамка.

Валики підпружиненої рамки з рухомими осями обертання мають однаковий діаметр $d_e = 0,09$ м, що визначається з конструктивних міркувань і дорівнює діаметру валиків, яких огинають нескінченні паси. Крім того, валики підпружиненої рамки мають однакову довжину l_e , яка дорівнює добутку $\lambda_{p,cep} \cdot l_{zag,cep}$, де $\lambda_{p,cep}$ – середнє значення відносного зміщення стебел за довжиною в рулоні, а

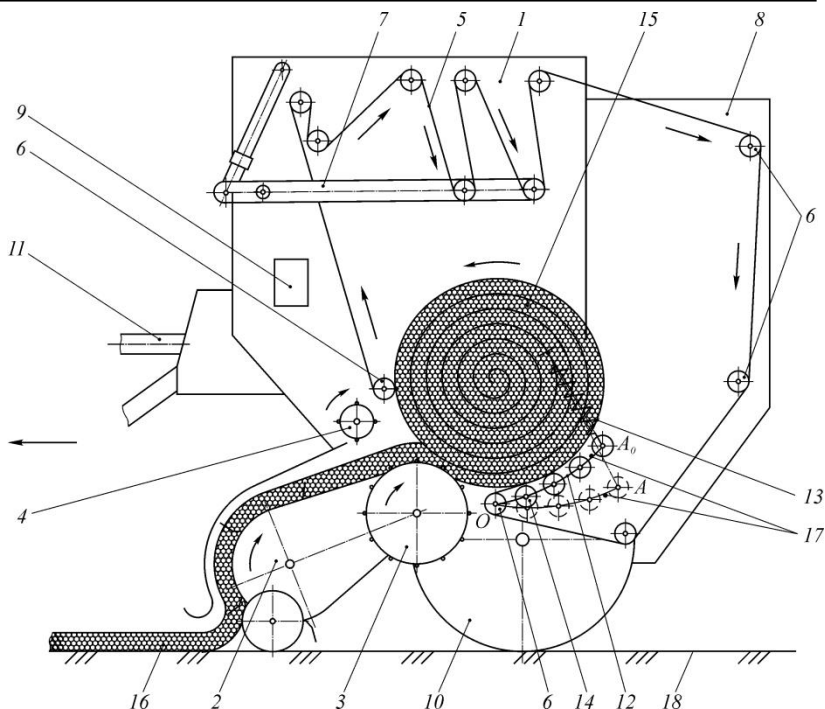


Рис. 1 – Схема рулонного прес-підбирача стрічки льону з пресувальною камерою змінного об'єму: 1 – рама; 2 – підбирач; 3 – барабан; 4 – відбійний валик; 5 – нескінченні паси; 6, 14 – валики; 7 – натяжний пристрій; 8 – клапан вивантаження; 9 – обмотувальний апарат; 10 – ходова частина; 11 – механізм приводу; 12 – підпружинена рамка; 13 – пружини розтягу; 15 – рулон; 16 – стрічка стебел льону; 17 – обмежувачі ходу; 18 – поверхня льоновища

$l_{\text{заг.сер}}$ – середня загальна довжина стебла льону. Враховуючи дані різних джерел [1–6], приймаємо: $\lambda_{p, \text{сер}} = 1,15$; $l_{\text{заг.сер}} = 1$ м. Отже, значення $l_g = 1,15$ м, що в даному випадку узгоджується з шириною пресувальної камери рулонного прес-підбирача.

Осі валиків підпружиненої рамки розташовані вздовж дуги кола з діаметром $D_{n,p}$, який визначається за формулою:

$$D_{n,p} = D_{p,\text{max}} + d_g, \quad (1)$$

де $D_{p,max}$ – максимальний діаметр рулону зі стрічки стебел льону, який формується в пресувальній камері змінного об'єму рулонного прес-підбирача.

Оскільки $D_{p,max} = 1,3$ м, а $d_g = 0,09$ м, то згідно з (1) $D_{n,p} = 1,39$ м.

На рис. 2 представлена схема для визначення параметрів η і

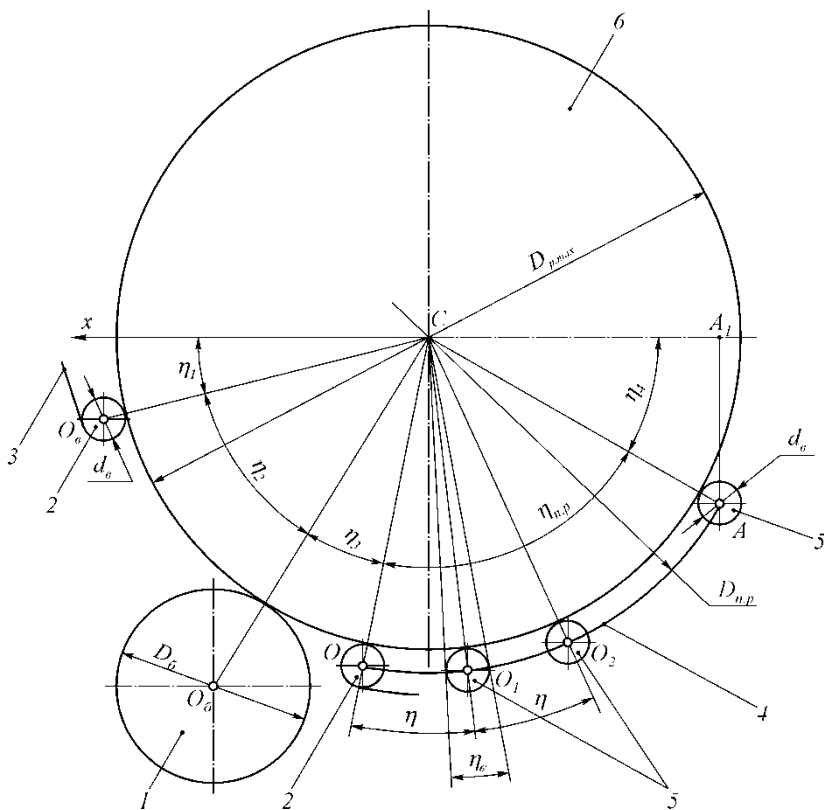


Рис. 2 – Схема для визначення параметрів η і k_g підпружиненої рамки з валиками: 1 – барабан; 2,5 – валики; 3 – нескінченні паса; 4 – підпружинена рамка; 6 – рулон

k_6 підпружиненої рамки з валиками. На схемі дано розташування рулону 6 як тіла циліндричної форми з центром ваги C і діаметром $D_{p.max}$ та робочих органів пресувальної камери. Рулон 6 опирається на: барабан 1 діаметром D_6 , валики 2, валики 5 підпружиненої рамки 4. Центральні кути $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_{n,p}, \eta_4$ і η визначають положення осей обертання відповідних робочих органів. Рулон 6 обтягнутий нескінченними пасами 3, але крім ділянок поверхні рулону, які відповідають кутам η_2 і η_3 на схемі. Згідно зі схемою на рис. 2 справедлива рівність:

$$\eta_{n,p} = 180^\circ - \eta_1 - \eta_2 - \eta_3 - \eta_4, \quad (2)$$

де $\eta_{n,p}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ – відповідно кути між лініями CO і CA , горизонтальною віссю Cx і лінією CO_6 , лініями CO_6 і CO_6 , лініями CO_6 і CO , лініями CA і CA_1 .

Кут η_4 визначається з $\triangle CA_1A$ ($\angle CA_1A = 90^\circ$), який отримали за умови, що крайній верхній валик 5 повинен розміщуватись під рулоном 6 і не виступати за його межі з міркувань компактності конструкції пресувальної камери ($D_{p.max}/2 = CA_1 + (d_6/2)$):

$$\eta_4 = \arccos\left(\frac{(D_{p.max} - d_6)}{(D_{p.max} + d_6)}\right). \quad (3)$$

Центральний кут η_6 між двома дотичними до валика 5, які проведені з центра ваги C рулону, визначається з аналізу схеми на рис. 2:

$$\eta_6 = 2 \cdot \arcsin\left(d_6 / D_{n,p}\right). \quad (4)$$

Кутовий інтервал η між осями сусідніх валиків 5 на підпружиненій рамці 4, який рівний центральному куту між лініями CO і CO_1 на рис. 2, повинен бути більшим за кут η_6 і приблизно дорівнювати $2 \cdot \eta_6$. Кількість k_6 валиків 5 на підпружиненій рамці 4:

$$k_6 \leq \eta_{n,p} / \eta. \quad (5)$$

Значення k_6 повинно бути цілим числом і за встановленими η і k_6 уточнюється фактичне значення $\eta_{n,p}$. У нашому випадку $\eta_1 \approx 14^\circ$, $\eta_2 \approx 44^\circ$, $\eta_3 \approx 20^\circ$, а η_4 за (3) приблизно дорівнює $29,5^\circ$. Після підстановки величин у рівність (2) отримаємо $\eta_{n,p} = 72,5^\circ$. За (4)

визначаємо $\eta_e \approx 7,4^\circ$, а тому з наведених вище міркувань приймаємо $\eta = 15^\circ$. З формули (5) отримаємо $k_e \leq 4,8$. Остаточно приймаємо $k_e = 4$ штуки і тому $\eta_{н.р} = 60^\circ$.

На рис. 3 представлена схема для визначення параметрів ψ_{max}

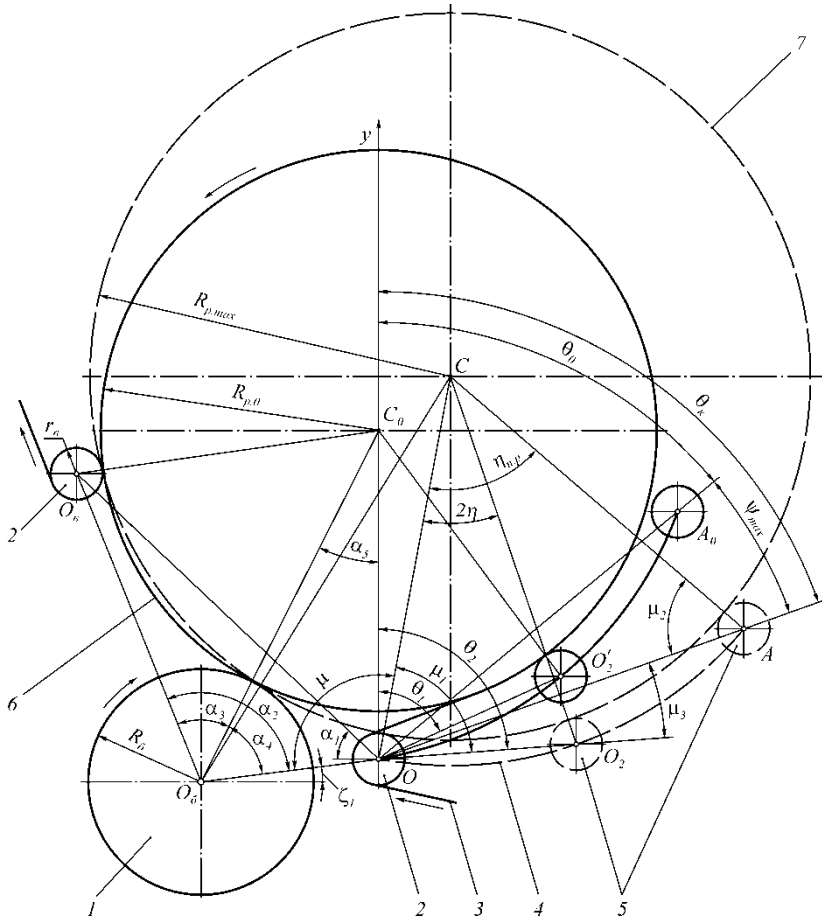


Рис. 3 – Схема для визначення параметрів ψ_{max} і θ_0 підпружиненої рамки з валиками: 1 – барабан; 2,5 – валики; 3 – нескінченні паси; 4 – підпружинена рамка; 6,7 – ролони з відповідними радіусами $R_{p,0}$ і $R_{p,max}$

і θ_0 підпружиненої рамки з валиками. Тут дано розташування рулону 6 як тіла циліндричної форми з центром ваги C_0 і радіусом $R_{p,0}$ та робочих органів пресувальної камери. Причому центр ваги C_0 рулону 6 лежить на вертикальній осі Oy в момент початку взаємодії рулону 6 з одним із валиків 5, центр якого O'_2 . У даний момент рулон 6, який обтягнутий нескінченними пасами 3, опирається на: барабан 1, валики 2 і 5. Крім того, на рис. 3 штриховими показано розташування найбільшого рулону 7 з центром ваги C і радіусом $R_{p,max}$ та відповідне йому положення підпружиненої рамки 4 з валиками 5. Для аналізу відомими є такі параметри: кут ζ_1 між лінією O_0O та горизонталлю; кут $\eta_{n,p}$ між лініями CO і CA ; кутовий інтервал η між осями сусідніх валиків 5 на підпружиненій рамці 4; кількість k_5 валиків 5; кут α_1 між лінією OO_5 та горизонталлю; радіус $R_5 = D_5/2$ барабана 1; радіус $r_5 = d_5/2$ валиків 2 і 5; радіус $R_{p,max} = D_{p,max}/2$ рулону 7; відстань O_0O_5 , яку позначимо l ; відстань OO_5 , яку позначимо l_0 ; відстань O_5O , яку позначимо l_1 . Спочатку визначимо радіус $R_{p,0}$ рулону 6 в такому положенні як на рис. 3 і для цього розглянемо ΔOO_5O_5 ($\angle OO_5O_5 = \angle \alpha_2$). За теоремою косинусів із ΔOO_5O_5 випливає:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{l^2 + l_1^2 - l_0^2}{2 \cdot l \cdot l_1}\right). \quad (6)$$

З $\Delta C_0O_5O_5$ ($\angle C_0O_5O_5 = \angle \alpha_3$), у якого сторони $C_0O_5 = R_{p,0} + R_5$, а $C_0O_5 = R_{p,0} + r_5$, випливає:

$$\alpha_3 = \arccos\left(\frac{(R_{p,0} + R_5)^2 + l^2 - (R_{p,0} + r_5)^2}{2 \cdot (R_{p,0} + R_5) \cdot l}\right). \quad (7)$$

З ΔC_0OO_5 ($\angle C_0OO_5 = 90^\circ + \zeta_1$, $\angle OO_5C_0 = \angle \alpha_4 = \angle \alpha_2 - \angle \alpha_3$, а $\angle O_5C_0O = \angle \alpha_5 = 90^\circ - \zeta_1 - \alpha_2 + \alpha_3$) за теоремою синусів отримаємо тригонометричне рівняння для визначення $R_{p,0}$:

$$(R_{p,0} + R_5) \times$$

$$\times \cos \left(\zeta_1 + \arccos \left(\frac{l^2 + l_1^2 - l_0^2}{2 \cdot l \cdot l_1} \right) - \arccos \left(\frac{(R_{p,0} + R_{\sigma})^2 + l^2 - (R_{p,0} + r_{\sigma})^2}{2 \cdot (R_{p,0} + R_{\sigma}) \cdot l} \right) \right) - l_1 \cdot \cos \zeta_1 = 0. \quad (8)$$

Розв'язання рівняння (8) відносно $R_{p,0}$ проводилось на ПЕОМ у середовищі Maple V з урахуванням того, що $0 < R_{p,0} < R_{p,max}$.

Із $\Delta C_0 O O_{\sigma}$ знаходимо $C_0 O = \frac{(R_{p,0} + R_{\sigma}) \cdot \sin(\alpha_2 - \alpha_3)}{\cos \zeta_1}$. А з $\Delta C O O_2$ ($\angle C O O_2 = \angle \mu_1$, $\angle O C O_2 = 2 \cdot \angle \eta$, а $C O = C O_2 = R_{p,max} + r_{\sigma}$) знаходимо: $O O_2 = 2 \cdot (R_{p,max} + r_{\sigma}) \cdot \sin \eta$; $\mu_1 = 90^\circ - \eta$.

Із $\Delta C_0 O O'_2$ ($\angle C_0 O O'_2 = \angle \theta_1$, а $C_0 O'_2 = R_{p,0} + r_{\sigma}$ і $O O'_2 = O O_2$) впливає:

$$\theta_1 = \arccos \left(\frac{(C_0 O)^2 + (O O'_2)^2 - (R_{p,0} + r_{\sigma})^2}{2 \cdot C_0 O \cdot O O'_2} \right), \quad (9)$$

де $C_0 O$ і $O O'_2$ – сторони $\Delta C_0 O O'_2$, які визначені вище.

Із $\Delta C O O_{\sigma}$ ($\angle C O O_{\sigma} = \angle \mu$, а $C O_{\sigma} = R_{p,max} + R_{\sigma}$ і $C O = R_{p,max} + r_{\sigma}$) знаходимо:

$$\mu = \arccos \left(\frac{l_1^2 + (R_{p,max} + r_{\sigma})^2 - (R_{p,max} + R_{\sigma})^2}{2 \cdot l_1 \cdot (R_{p,max} + r_{\sigma})} \right). \quad (10)$$

Згідно зі схемою на рис. 3 кут θ_2 між вертикальною віссю Oy та лінією $O O_2$ визначається з рівності:

$$\theta_2 = \mu + \mu_1 - \zeta_1 - 90^\circ = \mu - \eta - \zeta_1. \quad (11)$$

Отже, максимальний кут ψ_{max} повороту підпружиненої рамки, який рівний куту між лініями $O O'_2$ і $O O_2$, визначається за формулою:

$$\psi_{max} = \theta_2 - \theta_1, \quad (12)$$

де θ_2 , θ_1 – визначаються відповідно за (11) і (9).

З $\Delta C A O$ ($\angle C A O = \angle A O C = \angle \mu_2$, $\angle O C A = \angle \eta_{n,p}$) визначимо кут $\mu_2 = 90^\circ - (\eta_{n,p} / 2)$. Зі схеми на рис. 3 видно, що кут μ_3 між лініями

OO_2 і OA рівний $\mu_1 - \mu_2$, а кут θ_κ між вертикальною віссю Oy та лінією OA , який визначає кінцеве положення підпружиненої рамки, рівний $\theta_2 - \mu_3$. Далі, з урахуванням наведеного вище, знаходимо кут θ_0 між віссю Oy та лінією OA_0 , який визначає початкове положення підпружиненої рамки:

$$\theta_0 = \theta_\kappa - \psi_{max} = \theta_1 + (\eta/2) \cdot (2 - k_e), \quad (13)$$

де k_e – кількість валиків 5 на підпружиненій рамці 4 (згідно з (5) прийняли, що $k_e \cdot \eta = \eta_{n,p}$).

Висновки. На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V та визначено окремі параметри робочих органів пресувальної камери. У нашому випадку приймали такі значення параметрів: $\zeta_1 \approx 7^\circ$; $\eta_{n,p} = 60^\circ$; $\eta = 15^\circ$; $k_e = 4$ штуки; $\alpha_1 = 43^\circ$; $R_\sigma = 0,2$ м; $r_e = 0,045$ м; $R_{p,max} = 0,65$ м; $l = 0,6$ м; $l_0 = 0,75$ м; $l_1 = 0,32$ м. В результаті отримали: $\alpha_2 \approx 105,1^\circ$; $R_{p,0} \approx 0,5$ м; $\alpha_3 \approx 49^\circ$; $\theta_1 \approx 65,6^\circ$; $\mu \approx 107,9^\circ$; $\theta_2 \approx 85,9^\circ$; $\psi_{max} \approx 20,4^\circ$; $\theta_\kappa \approx 70,9^\circ$; $\theta_0 \approx 50,6^\circ$. Остаточню приймаємо: $\psi_{max} = 20^\circ$; $\theta_0 = 51^\circ$.

З урахуванням отриманих залежностей визначаються інші параметри робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Толстушко Н. Исследование формирования рулона в усовершенствованной прессовальной камере пресс-подборщика / Н. Толстушко // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 15, № 4. – P. 286 – 291.
3. Толстушко Н.А. Определение длины петли из бесконечных ремней в прессовальной камере рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко // Достижения науки и техники АПК. – 2013. – № 11. – С. 58 – 61.
4. Толстушко Н.О. Визначення основних параметрів робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний

наук. зб. Вип. 97. – Т. 1. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ” НААНУ, 2013. – С. 332–339.

5. Толстушко Н.А. Определение параметров прессовальной камеры переменного объема рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко, Г.А. Хайлис, В.А. Шейченко, Г.А. Перов // Техника в сельском хозяйстве. – 2014. – № 3. – С. 4–8.

6. Толстушко М.М. Розстиляльні пристрої льонозбиральних машин / Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 160 с.

7. Пат. 60254 У Україна, МПК А 01 D 45/00. Рулонний прес-підбирач / Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф. (Україна). – №u201015244; заявл. 17.12.10; опубл. 10.06.11, Бюл. №11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 633.584.3:631.153.7

© Н.О. Толстушко; В.Є. Пенкаля;
М.В. Вржещ, к.т.н.; М.М. Толстушко, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ПЕРСПЕКТИВИ ВИРОЩУВАННЯ ТА ПЕРЕВАГИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЕРБИ В УКРАЇНІ

У статті наведено перспективи вирощування та переваги використання енергетичної верби в Україні. Розкрито особливості вирощування, перелічені технології збирання та дано окремі характеристики енергетичної верби.

БІОПАЛИВО, ЕНЕРГЕТИЧНА ВЕРБА, ДЕРЕВИНА, ЗБИРАННЯ, РІЗАННЯ, ПРЕСУВАННЯ, РУЛОННИЙ ПРЕС-ПІДБИРАЧ.

Постановка проблеми. Енергетичні культури – це рослини, які спеціально вирощуються для використання безпосередньо в якості палива або для виробництва біопалива [1–5]. На сьогоднішній день відомо близько 20 видів швидкоростучих рослин, які можна вирощувати для отримання рослинної біомаси. Це евкаліпт, тополя, верба, міскантус та інші. Зібрана біомаса використовується для виробництва теплової та електричної енергії, може бути сировиною для виробництва твердого біопалива, як паливні гранули і брикети.

Серед усіх енергетичних рослин у світі саме верба сьогодні використовується у світі як основна енергетична культура для виробництва твердого палива. Найбільший досвід у її продукуванні і вирощуванні мають такі країни як Швеція, Англія, Ірландія, Польща, Данія. Найбільші плантації верби на сьогодні у Швеції, які складають приблизно 18000...20000 га, в Польщі – більше 6000 га.

В Україні, незважаючи на велику кількість незадіяних земель несільськогосподарського призначення, промислових посадок енергетичних рослин поки що недостатньо.

Цивілізований світ усе більше переконаний: прив'язувати себе до газу – небезпечно. Тому актуальним є питання перспектив вирощування й використання енергетичної верби для енергетичної безпеки України з огляду на сучасні виклики та процеси у світі. Але в багатьох господарствах досі не знають, з огляду на свої можливості та паливні характеристики енергетичних культур, яким культурам надати перевагу та від яких культур найбільший економічний ефект. Також існує проблема підвищення якості збирання, зберігання та переробки енергетичної верби. Усе це надихнуло авторів проаналізувати окремі дослідження в цьому напрямку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що незважаючи на досить активний в останні роки розвиток застосування енергетичної верби в Україні, існує ряд проблем, які вимагають розв'язання. Одна з них – відсутність ефективних технологій та технічних засобів для збирання енергетичної верби в умовах України [1–5]. У господарствах відсутня спеціалізована техніка для збирання енергетичної верби, а закордонна техніка має високу ціну та є недоступною для більшості наших господарств. Для залучення інвестицій в цю галузь мало розкриті перспективи вирощування та застосування цієї культури в Україні.

Мета дослідження – проаналізувати перспективи вирощування та застосування енергетичної верби в сучасних умовах України.

Результати дослідження. Енергетична верба – деревоподібна культура, що дозволяє створювати високопродуктивні плантації (рис.) з тривалим терміном існування. Представляє собою кущ або кущоподібне дерево висотою до 6...8 м. Енергетична верба є густозростаючою, має велику кількість пагонів, якими досить легко розмножується. Культура характеризується високими показниками приросту по довжині – до 3...5 см на день, в середньому 1,5 м у рік. Деревина верби в порівнянні з більшістю інших деревних порід відносно легка [1–3].



Рис. – Плянтация енергетичної верби

Насадження верби залишаються продуктивними 20–30 років, а врожай протягом цього періоду можна збирати кожні 2–3 роки. Середній врожай верби становить 10...12 т сухої маси з га за рік. Найбільший врожай отримують на 4–5 рік вирощування – 16...20 сух. т/га/рік. За даними деяких авторів, при особливо сприятливих умовах врожай може досягати 30...40 сух. т/га/рік [1–3]. Ступінь виснаження землі вербою в 3–5 разів нижче, ніж зерновими культурами, до того ж близько 60...80% поживних речовин повертаються в землю разом з опалим листям. Позитивною властивістю верби є стійкість до морозів, до шкідників і хвороб. Вона може рости на ґрунтах різного типу, на заболочених і непродуктивних землях. Звичайно, на землях низької якості культура зростає не так швидко як в сприятливих умовах, однак інтенсивному росту допомагає добре розвинена коренева система.

Особливістю верби є те, що вона може випаровувати з ґрунту велику кількість води. Так можна вирішити проблему осушення ґрунтів з великим обсягом підземних вод або захистити землю від заболочування. В період інтенсивної вегетації плантація верби може випаровувати 300...800 тис. л/га в залежності від щільності посадки. Крім того, культура здатна абсорбувати великі кількості металевих

мікроелементів, що призводить до очищення забруднених ґрунтів і стічних вод (при поливанні плантації стічними водами) [1–3].

Посадку верби доцільно проводити ранньою весною, відразу після морозів, оскільки в цей період вологість ґрунту є найбільш сприятливою. Посадка може виконуватися вручну або механізовано. При ручній посадці використовують саджанці завдовжки близько 20 см, при механізованій – саджанці 1,5...2 м, які ріжуться в процесі посадки машинним способом на черешки 18...20 см. Ґрунт має бути відповідним чином підготовлений – зораний, прокультивований і очищений від бур'янів. Щільність посадки становить 15...20 тис. шт./га. У перші місяці особливу увагу слід приділяти контролю бур'янів, поки кущі культури ще не зімкнуться і не закрийють бур'яни.

Після першого року росту культуру необхідно зрізати на висоті до 5 см від землі для стимулювання процесу кушіння.

Збирають вербу після закінчення вегетації, тобто з жовтня-листопада по березень–квітень, але переважно в зимовий період (після опадання листя). З енергетичної точки зору найкращим є врожай культури при 3-річному і більше циклі збору. До цього моменту діаметр стебел рослин становить близько 28...31 мм, висота – 5...6 м. З однієї плантації можна збирати врожай 7–8 разів (при 3-річному циклі), після чого необхідно провести рекультивацію. Ліквідація плантації являє собою відносно просту операцію через неглибоку кореневу систему культури. Навесні при висоті пагонів близько 20...30 см необхідно внести гербіцид, зрізати гілки і приорати. Восени землю вже можна використовувати для вирощування інших культур.

За даними фахівців Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН України для умов України перспективною є верба – *Salix*, яка дає можливість створення сортів і гібридів для різних напрямів використання. Для енергетичних цілей використовують вербу виду *Salix Viminalis* (верба прутopodobна) та її похідні [1].

Відомими є ряд технологій збирання енергетичної верби (комбайнова, проміжна, ручна, частково механізована, роздільна, снопова, пагонна, рулонна), які різняться за рівнем механізації, затратами праці, витратами матеріально-технічних ресурсів, комплексом машин тощо. У деяких країнах пагони верби збирають за допомогою спеціальних прес-підбирачів, обладнаних зрізувальними, подрібнювальними і пресувальними робочими органами. Прес-підбирачі для збирання деревних культур короткої ротації за один прохід по полю зрізують рослини, подрібнюють їх та формують рулони. Далі ці рулони верби навантажують і транспортують до місця

переробки, де їх подрібнюють на тріску деревоподрібнювальними машинами, які оснащені великогабаритними бункерами. Закордонні машини мають надзвичайно високі ціни і тому є недоступними переважній більшості вітчизняних господарств.

Для забезпечення своєчасного, швидкого, доброякісного збирання та переробки рослинних матеріалів в сучасній світовій практиці поширені операції формування великих тюків циліндричної форми – рулонів. На сьогодні це одні з головних операцій в ресурсоощадних технологіях збирання рослинних матеріалів, які виконуються рулонними прес-підбирачами. Формування великих тюків циліндричної форми за допомогою рулонних прес-підбирачів має такі переваги: а) краща, в порівнянні з прямокутними тюками, стійкість проти проникнення атмосферної вологи і, як наслідок, можливість зберігання деякий час обмотаних шпагатом рулонів на полі без погіршення їх якості; б) простота конструкції обмотувальних апаратів рулонних прес-підбирачів і можливість використання дешевих видів шпагату; в) відносно низька питома металомісткість (до 1 т/(га·год)) і енергомісткість (до 15 кВт/(га·год)) рулонних прес-підбирачів за достатньо великої їх продуктивності (до 2 га/год) та відносно низької вартості; г) циліндрична форма тюка дає можливість повністю механізувати всі наступні операції після збирання рослинних матеріалів; г) рулонна технологія збирання найбільш повно забезпечує збереження якості продукції.

Верба відноситься до легких порід деревини з густиною 460 кг/м³ при нормалізованій вологості 12%. Для порівняння, сосна має густину в 510...520 кг/м³ (за різними джерелами). Мінімальна теплота згоряння сухої вербової деревини складає 18,5 МДж/кг, що майже дорівнює аналогічному показнику хвойних порід.

При збиранні урожаю отримують тріску вологістю 50...53% з нижньою теплою згоряння 8 МДж/кг або 1900 ккал/кг. Цього достатньо для використання вербової тріски в сучасних котлах на киплячому шарі, які сьогодні успішно починають використовувати в розвинених країнах. Якщо використовувати тріску тільки на виробництво тепла в невеликих водогрійних котлах (0,6...1 МВт), то для більш ефективного згоряння потрібно, щоб тріска мала вологість 35...40%. Цього можна досягнути за рахунок зберігання біомаси під накритим приміщенням з хорошою циркуляцією повітря.

З одного гектару плантації можна отримувати 10...12 сухих тонн енергетичної верби на рік. З одного гектару плантації для розрахунків візьмемо величину 10 odt (oven dry tone / повністю суха тонна / атро-тонна – показник, який використовується для позначення

ваги абсолютної сухої деревини). Нижча теплота згоряння атро-тонни становить 18,5 ГДж/т, відповідно один гектар вербової плантації дає 185 ГДж енергії на рік, що еквівалентно 5,16 тис. кубометрів природного газу. При сьогоднішніх цінах на природний газ в Україні для установ і організацій (з 1.11.2014 р. становить 6726,72 грн. за тисячу кубометрів), вартість газу, еквівалентного 1 га плантацій верби, приблизно дорівнює 35 тисяч гривень. Як доводять розрахунки, затрати на те, щоб зібрати і доставити 10 одт, будуть становити приблизно 13 тисяч гривень (включаючи амортизацію біологічних активів). Різниця вартості ресурсів у 22 тис. грн – це привід задуматись над реконструкцією котельних установок з природного газу на біопаливо як місцевий вид енергоресурсів.

Висновки. Енергетична верба – це: відновлювальне тверде біопаливо органічного походження; екологічно чиста сировина для виробництва паливних гранул; біопаливо, яке придатне до спалювання безпосередньо в котлах для біомаси; джерело енергії, яке при згорянні в котлах не порушує баланс вуглецю в атмосфері; різновид твердого біопалива, промислове виробництво теплової та електричної енергії з якого двічі дешевше у порівнянні з використанням газу; культура, урожайність якої в перерахунку на калориметричні показники найбільша серед інших енергетичних рослин, і досягає 20 тон сухої маси з 1 гектара.

Енергетична верба впливає на екологію і довкілля так: 1) один гектар плантації енергетичної верби поглинає з повітря понад 200 тон CO₂ за 3 роки; 2) ідеально підходить для засадження забруднених та земель, малопродуктивних з точки зору вирощування сільськогосподарських культур; 3) ефективно застосовується у протиерозійних заходах для укріплення ґрунтів; 4) збагачує ґрунти мінералами та мікроелементами, поживними речовинами природного походження; 5) плантації енергетичної верби є природними фільтрами для видалення відходів агропромислового виробництва, застосовуються як буферні зони в місцях накопичення біологічних відходів фермерських господарств; 6) енергетична верба є природним фільтром для очищення ґрунтів від пестицидів.

Для людини та зручності її проживання енергетична верба має ще й таке значення: 1) верба завдяки своїй стійкості та швидкому зростанню є ідеальним екологічно чистим природним рішенням для захисту від вітру та сонячного світла і створення природного мікроклімату в місцях проживання людей; 2) з енергетичної верби виготовують елементи ландшафтного дизайну, декоративні загородки, паркани; 3) лоза енергетичної верби використовується в

народних ремеслах; 4) навколо плантацій покращується біологічне різноманіття флори та фауни.

Впровадження сучасних технологій збирання енергетичної верби в господарствах України дасть можливість збільшити виробництво твердого біопалива і буде поштовхом до розвитку відновлюваної енергетики в державі. На нашу думку, для поширення рулонної технології збирання енергетичних культур, а насамперед верби, доцільним є створення універсального рулонного прес-підбирача зі змінними робочими органами, який би мав високі функціональні показники при збиранні різних рослинних матеріалів. А саме, щоб рулонний прес-підбирач за невеликого переобладнання в господарствах міг мати поєднання різних робочих органів, а конструкція машини дозволяла змінювати їх параметри та режими роботи. Наприклад, встановлений різальний чи підбиральний апарат, а пресувальна камера може бути змінного чи сталого об'єму тощо.

Література

1. Біоенергетична асоціація України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.uabio.org/>. – Назва з екрану.
2. SALIX energy [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.salix-energy.com/>. – Назва з екрану.
3. Technologie zbioru roślin energetycznych / [Chlebowski J., Klonowski J., Lisowski A., Nowakowski T., Strużyk A., Sypula M.]; pod red. A. Lisowskiego. – Warszawa: SGGW, 2010. – 146 s.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
5. Думич В. Технології збирання верби / В. Думич // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. праць. Вип. 18 (32). – Кн. 2. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, – 2014. – С. 228–236.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621.82

І.В.Фльонц, к.т.н.,

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНОГО ТРАНСПОРТЕРА-СЕПАРАТОРА

Розроблено методика проведення техніко-економічного обґрунтування використання транспортера сепаратора. Виведені залежності для визначення економічного ефекту запропонованої конструкції машини, що забезпечується зменшенням втрат коренеплодів при викопуванні, їх пошкодження та величини сепарації ґрунту.

ОЧИЩЕННЯ, СЕПАРАТОР, ТРАНСПОРТЕР, ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ.

Постановка проблеми. Розроблення нових технологічних процесів викопування і очищення коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви та конструювання машин для цих цілей сприяє підвищенню продуктивності праці, забезпеченню якості проведення збиральних робіт.

Аналіз останніх результатів досліджень. Розробленням методик визначення економічної ефективності техніки для збирання цукрових буряків присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 3, 4], однак цілий розрахунок економічної ефективності даних машин потребує індивідуального підходу для врахування ряду специфічних факторів і складових.

Метою даної роботи є проведення техніко-економічного обґрунтування конструкції транспортера сепаратора коренезбиральної машини з врахуванням основних складових економічної ефективності.

Результати дослідження. Експериментальні дослідження та випробовування повздовжнього скребкового транспортера-сепаратора у комплексі з базовою коренезбиральною машиною КС–6Б здійснювались на полях Бережанського р-ну Тернопільської області [5]. Загальний вигляд скребкового транспортера-сепаратора коренезбиральної машини КС–6Б з адаптованим механізмом повертання скребків при виконанні технологічного процесу зображено на рис. 1.

Під час проведенні виробничих випробовувань умови роботи були наступними: засміченість ділянки бур'янами 16–19 шт/м²;

середня відстань між коренеплодами, см – 24,4; біологічна врожайність коренеплодів, т/га – 29,9;



Рис. 1 - Загальний вигляд повздовжнього скребкового транспортера-сепаратора коренезбиральної машини КС-6Б з адаптованим механізмом повертання скребків

Робоча швидкість коренезбиральної машини становила 2 м/с при ширині захвату 2,7 м. Згідно з методикою, прутковому полотну скребкового транспортера-сепаратора, шляхом зміни зірочок верхнього привідного барабана надавалися наступні лінійні швидкості: $V_1 = 1,3$ м/с $V_2 = 1,5$ м/с; $V_3 = 1,8$ м/с. Регульований по висоті опорний ролик за допомогою кронштейна закріплювали по лівій стороні

рами транспортера. Під нижньою, холостою гілкою полотна встановлювали лоток для відбору відсепарованого ґрунту в зоні взаємодії кулачка поворотної групи скребків з опорним роликом. Експериментальні дослідження проводили на залікових ділянках 100 м. Додатковий сепаруючий ефект від застосування механізму повертання скребків визначали наступним чином.

Спочатку, із ввімкнутим механізмом повертання скребків у п'ятикратній повторюваності проводили досліди при різних лінійних швидкостях полотна транспортера і різному куті β відхилення скребків (регулювання здійснювалось за рахунок зміни величини перекриття ролика з кулачком). Зважуючи відсепаровані домішки було встановлено, що максимальний ступінь очищення коренеплодів спостерігався при $V_2 = 1,5$ м/с і куті $\beta = 20^\circ$. Далі за тих же конструктивних і кінематичних параметрах та вимкнутому механізмі повертання скребків під час роботи коренезбиральної машини на аналогічній заліковій ділянці відбирали та зважували відсепаровані домішки. Різниця по масі відсепарованих домішок при ввімкнутому та вимкнутому механізмі повертання скребків характеризує додатковий сепаруючий ефект, який досягається за застосування модернізованого транспортера-сепаратора. На основі проведених випробувань встановлено, що при роботі одного ролика на повздовжньому транспортері-сепараторі коренезбиральної машини КС-6Б на заліковій ділянці 100 м додатково відділяється 5,84 кг домішок ґрунту або 216 кг/га. У зв'язку з тим, що в процесі дослідження визначалось

відносно покращення процесу сепарації вороху коренеплодів, тому розрахунок економічного ефекту проведемо для потокової технології збирання коренеплодів цукрових буряків з умови часткового вивільнення транспортних засобів від перевезення вороху на цукровий завод.

Прямі експлуатаційні видатки на перевезення вороху коренеплодів транспортними засобами визначаються за формулою:

$$B_{пер} = Z + P + K + П, \quad (1)$$

де Z – заробітна плата працівників зайнятих на вивезенні коренеплодів з поля на цукровий завод; P – затрати на реновацію транспортних засобів; K – затрати на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування; $П$ – затрати на паливно-мастильні матеріали.

При розрахунку прийнято, що на вивезенні коренеплодів задіяний самоскид ЗИЛ ММЗ-45065 вантажопідйомністю 5 т.

Заробітна плата працівника при вивезенні коренеплодів із поля на цукровий завод за одну ходку визначається з умови:

$$Z = \frac{C_z T_{ц}}{K}, \quad (2)$$

де C_z – погодинна тарифна ставка водія; $T_{ц}$ – час одного циклу при відвезенні коренеплодів; K – коефіцієнт використання експлуатаційного часу ($K = 0,7$).

Час одного циклу при відвезенні коренеплодів визначається за формулою:

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \quad (3)$$

де t_1 – час перевезення коренеплодів ($t_1 = 0,7$), год; t_2 – час холостого переїзду ($t_2 = 0,6$) год; t_3 – час вивантаження коренеплодів ($t_3 = 0,3$) год.

Час навантаження транспортного засобу

$$t_4 = \frac{Q}{ВП_m}; \text{ год}, \quad (4)$$

де Q – вантажопідйомність транспортного засобу, т; $В$ – врожайність коренеплодів т/га; $П_m$ – продуктивність машини, га/год.

Підставивши значення параметрів формули одержимо:

$$t_4 = \frac{5}{30 \cdot 1,5} = 0,11, \text{ год}. \quad (5)$$

Таким чином час одного циклу при відвезенні коренеплодів становить:

$$T_{ц} = 0,7 + 0,6 + 0,3 + 0,11 = 1,71 \text{ год},$$

а заробітна плата водія за одну ходку:

$$Z = \frac{8,37 \cdot 1,71}{0,7} = 20,45 \text{ грн.}$$

Затрати на реновацію транспортних засобів визначаємо за залежністю:

$$P = \frac{B \cdot a \cdot T_u}{T_n}, \quad (6)$$

де B – балансова вартість транспортного засобу, грн.; a – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію; T_n – нормативне річне завантаження транспортного засобу, год.

$$P = \frac{120000 \cdot 0,16 \cdot 1,71}{1000} = 32,83 \text{ грн.}$$

Затрати на капітальний, поточний ремонти і планово-технічне обслуговування

$$K = B \cdot k_{nm} \cdot T_u / T_n, \quad (7)$$

де k_{nm} – нормативний коефіцієнт щорічних відрахувань на капітальний і поточний ремонти ($k_{nm} = 0,34$).

$$K = \frac{120000 \cdot 0,34 \cdot 1,71}{1000} = 69,77 \text{ грн.}$$

Затрати на паливно-мастильні матеріали

$$\Pi = N \cdot q \cdot \alpha \cdot C \cdot T_u, \text{ грн.} \quad (8)$$

де N – номінальна потужність транспортного засобу, кВт; q – питома витрата палива, кг/кВт-год; α – коефіцієнт використання потужності двигуна, $\alpha = 0,8$; C – вартість палива, грн.

$$\Pi = 100 \cdot 0,218 \cdot 0,8 \cdot 6,8 \cdot 1,71 = 202,79 \text{ грн.}$$

Отже, за одну ходку транспортного засобу при вивезенні коренеплодів з поля на цукровий завод прямі експлуатаційні видатки складуть:

$$B_{nep} = 20,45 + 32,83 + 69,77 + 202,79 = 325,84 \text{ грн.}$$

Кількість рейсів, які вивільнюються від покращення сепарації вроху коренеплодів визначається з умови:

$$N_x = D \cdot n / Q, \quad (9)$$

де D – маса домішок додатково відсепарованих з 1 га, т; n – річне планове завантаження коренезбиральної машини КС–6Б, (200 га).

$$N_x = 0,216 \cdot 200 / 5 = 8,64.$$

Загальний річний економічний ефект від вивільнення переїзрів транспортних засобів і відповідно покращання процесу сепарації коренеплодів для однієї коренезбиральної машини становить:

$$\sum E_p = B_{nep} N_x; \quad (10)$$

$$\sum E_p = 325,84 \cdot 8,64 = 2815 \text{ грн/рік.}$$

Даний економічний ефект визначено без урахування видатків на додаткове доочищення коренеплодів на цукрових заводах і зворотнє вивезення ґрунту на поле. У випадку застосування чотирьох механізмів повертання скребків на повздовжньому та вивантажувальному транспортерах машини КС-6Б і виконання всіх груп скребків поворотними, а також враховуючи зворотнє вивезення ґрунту з цукрових заводів назад на поле економічний ефект зросте щонайменше у чотири раз і становитиме 11260 грн/рік.

Однак дана економічна ефективність досягається виключно при застосуванні потокового способу збирання коренеплодів цукрових буряків без їх доочищення в польових умовах навантажувачами типу СПС-4,2.

Таким чином загальноекономічний ефект від покращення процесу сепарації для однієї коренезбиральної машини, складе 11260 грн/рік.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки:**

1. Розроблена методика розрахунку економічної ефективності транспортера сепаратора коренезбиральної машини для збирання цукрових, кормових і столових буряків і моркви.

2. Виведено аналітичні залежності для визначення економічної ефективності використання запропонованої машини, яка досягається за рахунок зменшення втрат і пошкоджень коренеплодів при викопуванні та збільшення ступеня їх сепарації.

Література

1. Гевко Б.М., Білик С.Г., Влас Н.Є. Технологічні сонови підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин. – Тернопіль: Сорока, 2007. – 245 с.

2. Гаркавий А.Д. та інші. Оцінка техніки та технологій на конкурентоспроможність. Вісник Тернопільської академії народного господарства. – Тернопіль: №6, 2002. – С. 171–176.

3. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В. та інші. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.

4. Патент №23519, Україна. Навісна коренезбиральна машина. Гевко Б.М., Білик С.Г., Солтисюк В.І. Бюл.№7, 2007. – 4 с.

5. Доманьков В.М., Мармалюков В.П., Погодин В.Н. Исследование барабанно-шнекового очистителя корней сахарной свеклы // Тракторы и сельхозмашины. – 1984. – №8. – С. 27–29.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.3.001.8

© Г.А. Хайлис, д.т.н.,

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого;

© Н.Н. Толстушко, к.т.н.; И.Е. Цызь, к.т.н.; Н.А. Толстушко;

Л.А. Талах, к.т.н.; Ю.В. Федорусь, к.т.н.,

Луцкий национальный технический университет

АНАЛИЗ КАЧЕНИЯ КОЛЕС ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В статье рассмотрены силы, действующие на колесо при его движении по основанию под разным углом. Определены силы сопротивления движению колеса, а также скорости и путь перемещения его оси.

КОЛЕСО, ОСНОВАНИЕ, КАЧЕНИЕ, ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО, НАКЛОННАЯ ПЛОСКОСТЬ, СИЛА.

Постановка проблемы. Транспортные средства на колесах широко применяются на практике. Качение этих колес по основанию исследовано многими авторами [1–7], однако ряд вопросов работы колес исследован недостаточно. Так, недостаточно исследовано движение по основанию колес, которое совершается в наклонной плоскости под разным углом. Этому вопросу посвящается эта работа.

Анализ последних исследований и публикаций. По качению колес по основанию проведено много исследований [1–7], однако силы, действующие на колеса при разном угле наклона их основания, исследованы недостаточно.

Цель исследования – провести анализ сил, действующих на колеса при их движении по наклонной плоскости под разными углами.

Результаты исследования. При качении колес по основанию соприкасающиеся точки колес и основания могут не иметь относительного движения. Такое движение представляет собой чистое качение. Таким примером чистого качения является качение колеса по неподвижной плоскости.

На рис. 1 показано качение жесткого колеса 1 по горизонтальному неподвижному основанию 2 под действием движущей силы P . Колесо прижимается к основанию 2 под действием вертикальной силы G , проходящей через его центр C , и вращается вокруг оси C с угловой скоростью ω . Деформации колеса и опорной

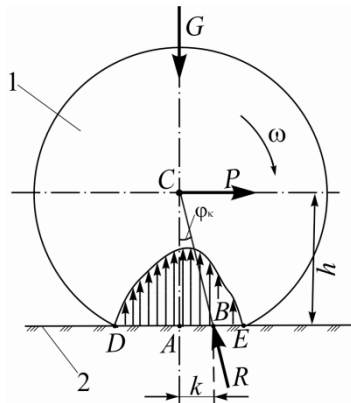


Рис. 1 – Схема трения качения колеса по основанию и положение реакции R при наличии такого трения: 1 – колесо; 2 – основание

поверхности при их прижатии друг к другу пропорциональны действующим на них давлениям. Опыт показывает, что для качения колеса 1 по основанию 2 последнее должно действовать с силой реакции R в некоторой точке B , удаленной от точки A на расстоянии k . Это объясняется тем, что давление колеса 1 на основание 2 распределяется по участку DE этого основания несимметрично относительно оси AC ; поэтому и общая сила реакции R окажется приложенной не в точке A , а в некоторой точке B , удаленной от точки A вперед на расстояние k . От расстояния k зависит необходимая для обеспечения движения колеса движущая сила P .

Величина k называется коэффициентом трения качения (или плечом трения качения) и имеет размерность длины. Значения коэффициента трения k определяются по опытным данным. Например, при качении дерева по дереву k получено равным $0,0005 \dots 0,0006$ м, а при качении стали по стали k равняется $0,00005$ м.

Как уже указывалось, приведенная на рис. 1 эпюра сил давлений на участке $DABE$ характеризует изменение давлений на данном участке из-за совместной деформации колеса и основания. Наибольшее давление здесь имеет место в зоне правее вертикальной оси AC . Основание давит на колесо с силой R , представляющей собой результирующую сил давления основания на колесо по всему участку

DABE. Линия действия силы R проходит через центр колеса C под углом φ_k , который называется углом качения. Этот угол φ_k равен:

$$\varphi_k = \arctg(k/h), \quad (1)$$

где h – расстояние от центра C колеса до опорной поверхности (зависит от деформации колеса и опорной поверхности).

По этой формуле, зная k и h , определяется угол φ_k .

Если рассматривать равномерное движение колеса, составить суммы моментов сил относительно точки B и приравнять их нулю, то решением уравнения относительно P получаем:

$$P = G \cdot k/h. \quad (2)$$

Так определяется сила, необходимая для обеспечения движения колеса по горизонтали вправо и преодоления сопротивления при трении качения. Аналогично определяется сила P для обеспечения движения колеса влево.

Рассмотрим теперь, какая сила P потребуется для передвижения вверх тележки на двух одинаковых колесах, если вес тележки вместе с колесами равен G . Схема этого устройства представлена на рис. 2. Подъем производится под углом α между осью x и горизонталью OL . Движение тележки считаем равномерным. Сила G приложена в центре C оси колеса и передается на оба колеса сзади, а спереди вес прицепа передается на прицепное устройство трактора. Поэтому сила P на рис. 2 представляет собой

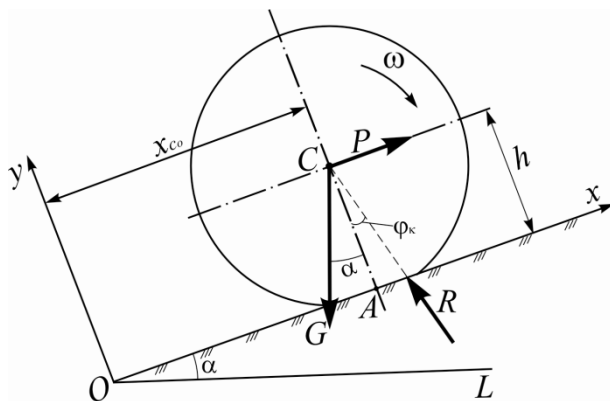


Рис. 2 – Схема тележки, перемещаемой под действием силы P с подъемом под углом α к горизонтали OL

силу тяги, которую создает трактор для передвижения обоих колес (на схеме показано одно колесо) тележки.

Следует отметить, что каждое из двух колес тележки одинаково давит на почву, т.е. сила давления одного колеса на почву равна $G/2$.

Для решения этого вопроса проведем плоскую систему координат xOy с началом в точке O поверхности Ox основания. Ось Ox направим по поверхности основания в сторону движения тележки под углом α к горизонту вверх, а ось Oy направим перпендикулярно оси Ox вверх. Сила G тяжести тележки действует в центре C колес. Движущая сила P действует параллельно оси Ox вправо.

Составим суммы проекций сил на оси x и y и приравняем их нулю. Тогда получим:

$$\left. \begin{aligned} \sum x_i &= P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k = 0; \\ \sum y_i &= -G \cdot \cos \alpha + R \cdot \cos \varphi_k = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из второго уравнения (3) следует, что $R = G \cdot \cos \alpha / \cos \varphi_k$. Подставляя это значение R в первое равенство (3) и решая полученное уравнение относительно P , найдем:

$$P = G \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_k). \quad (4)$$

Так определяется сила P , необходимая для обеспечения равномерного движения тележки при ее подъеме вдоль оси x . Как видим из полученного равенства (4), сила P тем больше, чем больше угол α и угол φ_k .

Рассмотрим теперь эту же задачу, но при условии движения тележки вниз под углом β . Схема этого устройства представлена на рис. 3. Опускание тележки производится под углом β . Движение тележки считаем равномерным.

Для решения этой задачи проведем плоскую систему координат xOy с началом в точке O поверхности Ox основания. Ось Ox направим по поверхности основания в сторону движения под углом β к горизонту, а ось Oy направим перпендикулярно Ox вверх. Сила G тяжести тележки действует в центре C колес вертикально вниз (аналогично тому, как это имеет место на рис. 2). Движущая сила P действует параллельно оси Ox вправо. Сопротивление воздуха не

учитываем. В данном случае угол φ_k может отличаться от того значения, которое получено по опытным данным для рис. 2.

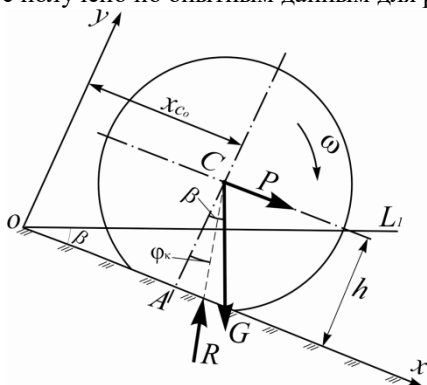


Рис. 3 – Схема тележки, перемещаемой под действием силы P с опусканием под углом β к горизонтали OL_1

Составим суммы проекций сил на оси x и y , а затем приравняем их нулю. Тогда получим:

$$\left. \begin{aligned} \sum x_i &= P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_k = 0; \\ \sum y_i &= -G \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \varphi_k = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Из второго уравнения (5) следует, что $R = G \cdot \cos \beta / \cos \varphi_k$.

Подставляя это значение R в первое равенство (5) и решая полученное уравнение относительно P , найдем:

$$P = -G \cdot \sin \beta + G \cdot \frac{\cos \beta \cdot \sin \varphi_k}{\cos \varphi_k} = -G \cdot (\sin \beta - \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_k). \quad (6)$$

Из полученного равенства следует, что сила P , необходимая для равномерного движения тележки вниз, должна быть направлена при $\beta > \varphi_k$ противоположно направлению движения центра C колеса и тем больше, чем больше угол β и сила G (т.е. эта сила P тормозящая).

Из равенств (4) и (6) следует, что при $\alpha = 0$ и $\beta = 0$ сила P должна быть равна $G \cdot \operatorname{tg} \varphi_k$.

Рассмотрим теперь движение тележки, изображенной на рис. 2, при условии, что она движется неравномерно. Обозначим через

m_T массу тележки с колесами и составим дифференциальные уравнения движения обоих колес тележки с той частью груза, которая приходится на эти колеса (сопротивление воздуха не учитываем):

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x}_C &= P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k; \\ m_T \cdot \ddot{y}_C &= -G \cdot \cos \alpha + R \cdot \cos \varphi_k; \\ J_C \cdot \ddot{\psi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где \ddot{x}_C – проекция ускорения точки C на ось x ;

\ddot{y}_C – проекция ускорения точки C на ось y ;

J_C – момент инерции обоих колес тележки относительно оси, проходящей через центр тяжести C и перпендикулярной плоскости xOy ;

$\ddot{\psi}$ – угловое ускорение колес.

Из первого уравнения (7) находим:

$$\ddot{x}_C = \frac{P}{m_T} - \frac{G}{m_T} \sin \alpha - \frac{R}{m_T} \sin \varphi_k.$$

Так как $\ddot{x}_C = \frac{dx_C}{dt}$, то $\dot{x}_C = \int \ddot{x}_C dt + C_1$, т.е.

$$\dot{x}_C = \frac{1}{m_T} (P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot t + C_1,$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

При $t = 0$, $\dot{x}_C = v_{x0}$, где v_{x0} – скорость v_x в начале движения; будем считать, что эта скорость равна нулю. Тогда $v_{x0} = 0$, а \dot{x}_C равно:

$$\dot{x}_C = \frac{1}{m_T} (P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot t. \quad (8)$$

Так выражается скорость \dot{x}_C . Путь x_C , пройденный центром колеса C за время t , будет $x_C = \int \dot{x}_C dt + C_2$, т.е.

$$x_C = \frac{1}{m_T} (P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot \frac{t^2}{2} + C_2, \quad (8')$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

При $t = 0$, $x_C = x_{C0}$, где x_{C0} – путь x в начале движения; будем считать, что этот путь равен указанному выше значению x_{C0} (рис. 2). Тогда:

$$x_C = \frac{1}{2 \cdot m_T} (P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot t^2 + x_{C0} \quad (9)$$

или

$$x_C = x_{C0} + \frac{1}{2 \cdot m_T} (P - G \cdot \sin \alpha - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot t^2. \quad (10)$$

Из второго уравнения (7) с учетом того, что ордината y_C при движении тележки не меняется, следует, что $y_C = AC$, здесь AC – расстояние h на рис. 2. Таким образом:

$$y_C = h. \quad (11)$$

Из третьего уравнения (7) при $J_C > 0$ следует, что $\ddot{\psi} = 0$, т.е. угловое ускорение равно нулю. Тогда угловая скорость $\dot{\psi}$, т.е. ω , будет представлять собой постоянную величину, равную:

$$\omega = \dot{x}_C / h. \quad (12)$$

В этой формуле \dot{x}_C – скорость, определяемая по формуле (8).

Проанализируем теперь движение тележки, изображенной на рис. 3, при условии, что она движется неравномерно. Массу тележки с колесами обозначим m_T . Тогда дифференциальные уравнения движения обоих колес тележки с той частью груза, которая приходится на эти колеса, будут (если не учитывать сопротивление воздуха):

$$\left. \begin{aligned} m_T \cdot \ddot{x}_C &= P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_k; \\ m_T \cdot \ddot{y}_C &= -G \cdot \cos \beta + R \cdot \cos \varphi_k; \\ J_C \cdot \ddot{\psi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где величины \ddot{x}_C , \ddot{y}_C , J_C и $\ddot{\psi}$ такие же, как в формулах (7).

Из первого уравнения (13) находим:

$$\ddot{x}_C = \frac{P}{m_T} + \frac{G}{m_T} \sin \beta - \frac{R}{m_T} \sin \varphi_k.$$

Так как $\ddot{x}_C = \frac{d\dot{x}_C}{dt}$, то $\dot{x}_C = \int \ddot{x}_C dt + C_1$, т.е.

$$\dot{x}_C = \frac{1}{m_T} (P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_k) \cdot t + C_1,$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

При $t = 0$, $\dot{x}_C = v_{x0}$, где v_{x0} – скорость v_x в начале движения; будем считать, что эта скорость равна нулю. Тогда $v_{x0} = 0$, а \dot{x}_C равно:

$$\dot{x}_C = \frac{I}{m_T} (P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_\kappa) \cdot t. \quad (14)$$

Так выражается в данном случае скорость \dot{x}_C . Путь x_C , пройденный центром колеса C в данном случае за время t , будет $x_C = \int \dot{x}_C dt + C_2$, т.е.

$$x_C = \frac{I}{m_T} (P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_\kappa) \cdot \frac{t^2}{2} + C_2, \quad (14')$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

При $t = 0$, $x_C = x_{C0}$, где x_{C0} – путь x в начале движения; будем считать, что этот путь равен указанному выше значению x_{C0} на рис. 3. Тогда

$$x_C = \frac{I}{2 \cdot m_T} (P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_\kappa) \cdot t^2 + x_{C0} \quad (15)$$

или

$$x_C = x_{C0} + \frac{I}{2 \cdot m_T} (P + G \cdot \sin \beta - R \cdot \sin \varphi_\kappa) \cdot t^2. \quad (16)$$

Из второго уравнения (13) с учетом того, что ордината y_C при движении тележки не меняется, следует, что $y_C = AC$, здесь AC – расстояние h на рис. 3, т.е.

$$y_C = h. \quad (17)$$

Данное равенство такое же, как равенство (11).

Из третьего уравнения (13) при $J_C > 0$ следует, что $\ddot{\psi} = 0$, т.е. угловое ускорение равно нулю. Тогда угловая скорость $\dot{\psi}$, равная ω , будет представлять собой постоянную величину, равную \dot{x}_C/h , где \dot{x}_C – скорость, определяемая по формуле (14), а h – расстояние h на рис. 3.

Выводы. Рассмотрено качение колес по основанию, которое может представлять собой асфальтированную дорогу, почву или другой вид дороги, причем наклон основания к горизонтали может быть равен нулю или быть больше или меньше нуля. В результате исследований получены закономерности движения двухколесных тележек при равномерном и неравномерном движении колес и установлено влияние сил на характер движения тележек.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука, 1988.
2. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Г.Г. Баранов – М.: Машиностроение, 1967.
3. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.А. Сакур. – М.: Колос, 1994.
4. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 1985.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика: учеб. для техн. вузов / Яблонский А.А. – М.: Высш. шк., 1984.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов / С.М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986.
7. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин: учебное пособие / Г.А. Хайлис – К.: УСХА, 1992.

УДК 631.3.001.8

© Г.А. Хайлис, д.т.н.,

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого;

© Н.Н. Толстушко, к.т.н.; И.Е. Цызь, к.т.н.; Н.А. Толстушко;

Л.А. Талах, к.т.н.; М.Г. Грушецкая,

Луцкий национальный технический университет

СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ КОЛЕС ПРИЦЕПНОЙ ЧЕТЫРЕХКОЛЕСНОЙ ТЕЛЕЖКИ ПО ОПОРНОЙ ПЛОСКОСТИ

В статье рассмотрено качение колес прицепной транспортной четырехколесной тележки по плоскости при разном угле ее наклона. Определены силы, которые действуют на тележку.

КОЛЕСО, КАЧЕНИЕ, ТЕЛЕЖКА, ОПОРНАЯ ПЛОСКОСТЬ, УГОЛ, НАКЛОН, СИЛА.

Постановка проблемы. Колеса широко применяются в народном хозяйстве. Качение этих колес по опорной плоскости исследовано многими исследователями [1–7], однако ряд вопросов их работы рассмотрен недостаточно. Так, недостаточно исследовано движение четырехколесных тележек и их сопротивление

перекатыванию по наклонным дорогам при разных углах наклона. Этим вопросам посвящается настоящая статья.

Анализ последних исследований и публикаций. По качению колес по опорной плоскости проведено много исследований [1–7], однако сопротивление перекатыванию четырехколесных тележек по наклонной плоскости исследовано недостаточно.

Цель исследования – проанализировать силы, действующие на четырехколесную тележку при разных углах ее наклона, и определить тяговое сопротивление тележки.

Результаты исследования. Сначала рассмотрим силы, действующие на одно колесо, движущееся по горизонтальной поверхности. Такое колесо представлено на рис. 1. Считаем, что это колесо совершает чистое качение, т. е. точки колеса внизу не движутся относительно опорной плоскости. Колесо давит на плоскость с силой G_K и катится под действием движущей силы P_K , совершая вращение с угловой скоростью ω . В зоне $DABE$ соприкосновения колеса и плоскости колесо это и плоскость несколько деформируются, при этом создаются давления на них. Опытное исследование этого явления

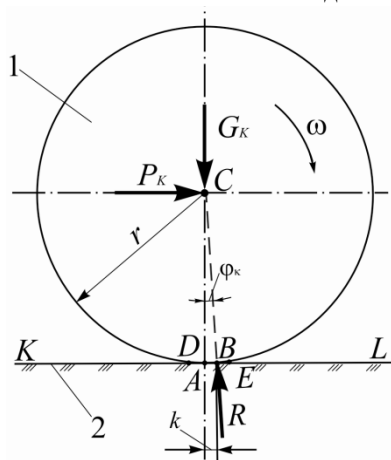


Рис. 1 – Схема качения колеса тележки по плоскости и положение силы реакции R при наличии такого качения: 1 – колесо; 2 – плоскость

показало, что для качения колеса по плоскости последняя должна давить на колесо с силой реакции R в некоторой точке B , удаленной от точки A пересечения вертикальной оси CA колеса с

горизонтальною площиною KL на відстань k , що пояснюється тим, що тиск колеса 1 на площину 2 розподіляється по ділянці $DABE$ площини несиметрично відносно вертикальної осі AC . Величина k називається коефіцієнтом тертя качення або плечом тертя качення і вимірюється в одиницях довжини. Визначається цей коефіцієнт експериментальним шляхом.

Найбільше тиск в зоні $DABE$ контакту нижньої частини колеса і площини має місце, як уже вказувалося, в зоні розташування точки B правіше точки A . Лінія дії результуючої сили реакції R , прикладеної в точці B , проходить через центр C колеса під кутом φ_K і вертикалі AC ; кут цей φ_K називається кутом качення і дорівнює:

$$\varphi_K = \arcsin(k/r), \quad (1)$$

де r – радіус колеса.

Якщо розглядати рівновагу колеса і скласти суму моментів сил відносно точки B , то можна отримати, що $G_K \cdot k = P_K \cdot r$, звідки

$$k = \frac{P_K}{G_K} \cdot r, \quad (2)$$

а сила P_K буде дорівнювати:

$$P_K = G_K \cdot \frac{k}{r}. \quad (3)$$

Розглянемо тепер, яка сила P_T потрібна для переміщення тележки вправо і вгору при рівномірному русі. Схему такої тележки представлено на рис. 2. Тележка має дві горизонтальні осі C_1 і C_2 , а кожна вісь розташована на двох колесах.

Кожне з цих двох коліс однаково тисне на ґрунт, т. є. тиск одного переднього колеса на ґрунт дорівнює $\frac{G_1}{2}$, а тиск одного заднього колеса на ґрунт дорівнює $\frac{G_2}{2}$, де G_1 – тиск двох передніх коліс на ґрунт, а G_2 – тиск двох задніх коліс на ґрунт. Осі C_1 і C_2 з'єднані з'єднувальною ланкою C_1C_2 . Вважаємо, що кути φ_K однакові у передніх двох колесах, позначимо

для них этот угол φ_{K1} , а для задних двух колес, у которых углы φ_K также считаем одинаковыми, углы эти обозначим φ_{K2} . Спереди ось C_1

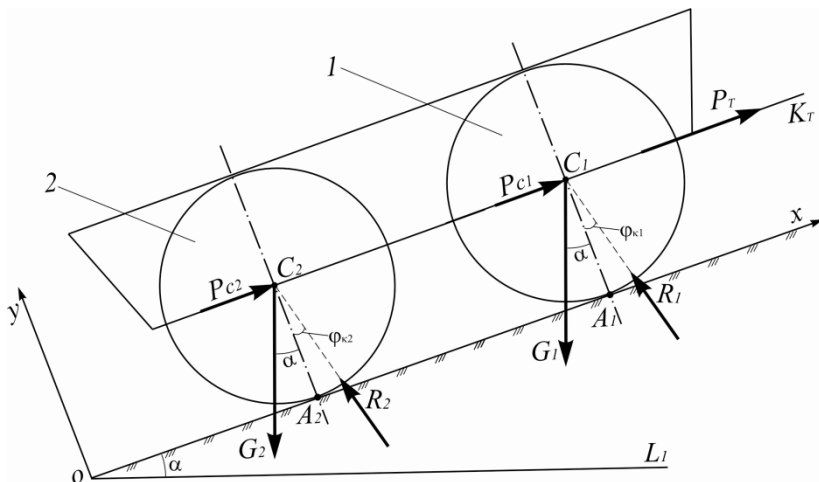


Рис. 2 – Схема двухосной прицепной тележки на четырех колесах, перемещаемой под действием силы P_T с подъемом под углом α к горизонтали OL_1

соединена с тяговой машиной (например, с трактором) прицепным устройством C_1K_T , которым эта тележка транспортируется вправо и вверх. Силу тяги всей тележки обозначим P_T , силу тяги передней оси обозначим P_{C1} , а силу тяги задней оси обозначим P_{C2} . Так как сопротивляются перемещению две оси C_1 и C_2 с колесами, то

$$P_T = P_{C1} + P_{C2}. \quad (4)$$

Для определения силы P_{C1} спроектируем действующие на колеса 1 силы на оси x и y и приравняем полученные суммы нулю. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = P_{C1} - R_1 \cdot \sin \varphi_{K1} - G_1 \cdot \sin \alpha = 0; \\ \sum Y_i = R_1 \cdot \cos \varphi_{K1} - G_1 \cdot \cos \alpha = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Из второго уравнения (5) получаем:

$$R_1 = G_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_{K1}}. \quad (5')$$

Подставляя это значение R_1 в первое равенство (5) и решая его относительно P_{C1} , найдем:

$$P_{C1} = G_1 \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K1}). \quad (6)$$

Для определения силы P_{C2} спроектируем силы, действующие на колеса 2, на оси x и y и приравняем полученные суммы нулю. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = P_{C2} - R_2 \cdot \sin \varphi_{K2} - G_2 \cdot \sin \alpha = 0; \\ \sum Y_i = R_2 \cdot \cos \varphi_{K2} - G_2 \cdot \cos \alpha = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Из второго уравнения (7) получаем:

$$R_2 = G_2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_{K2}}. \quad (7')$$

Подставляя это значение R_2 в первое равенство (7) и решая полученное уравнение относительно P_{C2} , найдем:

$$P_{C2} = G_2 \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K2}). \quad (8)$$

Подставляя значения P_{C1} и P_{C2} в равенство (4) и суммируя составляющие, найдем:

$$P_T = (G_1 + G_2) \cdot \sin \alpha + (G_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K1} + G_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K2}) \cdot \cos \alpha. \quad (9)$$

Такова зависимость силы P_T от сил G_1 и G_2 , угла α и углов φ_{K1} и φ_{K2} для данного случая движения тележки.

При движении этой тележки по горизонтали угол α равен нулю, тогда сила P_T будет равна, исходя из формулы (9):

$$P_T = G_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K1} + G_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{K2}. \quad (10)$$

Рассмотрим еще, какая сила P потребуется для равномерного передвижения вниз и вправо такой же двухосной прицепной тележки на четырех колесах, которая показана на рис. 2. Схема такой двухосной тележки, движущейся вправо и вниз под углом β , показана на рис. 3. Эта тележка на рис. 3 такая же, как на рис. 2, но отличается от нее, как уже указывалось, тем, что движется вниз и вправо.

У этой тележки также, как у предыдущей (рис. 2), передние два колеса давят на основание с силой G_1 , а задние два колеса давят на

основание с силой G_2 ; ввиду этого одно переднее колесо давит на основание с силой $\frac{G_1}{2}$, а одно заднее давит на основание с силой $\frac{G_2}{2}$.

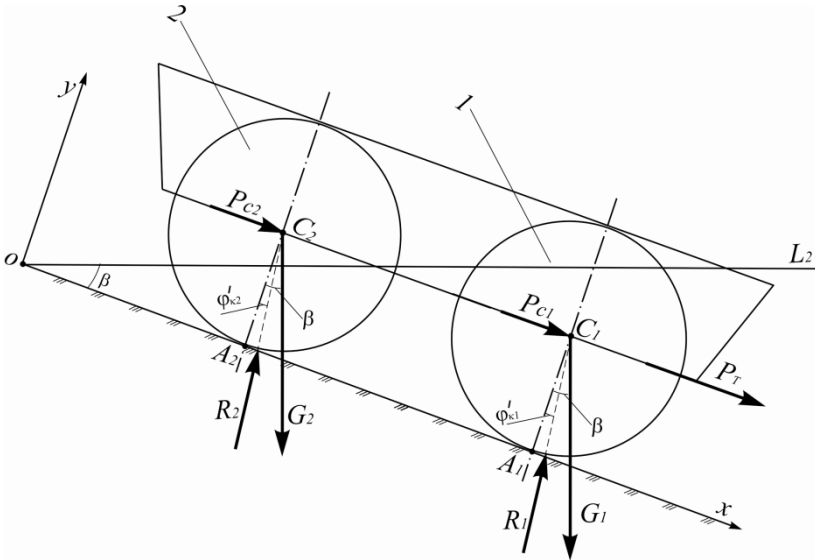


Рис. 3 – Схема двухосной прицепной тележки на четырех колесах, перемещаемой под действием силы P_T с опусканием под углом β к горизонтали OL_2

Считаем, что углы φ_K одинаковы у задних двух колес, обозначим их φ'_{K2} , а для передних двух колес, у которых углы φ_K также считаем одинаковыми, углы эти обозначим φ'_{K1} . В показанном устройстве тележка опускается на угол β . В этой тележке оси C_1 и C_2 жестко связаны соединительным звеном C_2C_1 , а сила P_T приложена к раме тележки; сила эта равна сумме сил P_{C1} и P_{C2} , приложенные к центрам C_1 и C_2 колес.

Применительно к рис. 3 полностью справедливо равенство (4). Для определения силы P_{C1} спроектируем действующие на колеса 1 силы на оси x и y , и приравняем полученные суммы нулю. Тогда имеем (для рис. 3):

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = P_{C1} - R_1 \cdot \sin \varphi'_{K1} + G_1 \cdot \sin \beta = 0; \\ \sum Y_i = R_1 \cdot \cos \varphi'_{K1} - G_1 \cdot \cos \beta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Из второго уравнения (11) получаем:

$$R_1 = G_1 \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \varphi'_{K1}}. \quad (11')$$

Подставляя это значение R_1 в первое уравнение (11) и решая его относительно P_{C1} , найдем:

$$P_{C1} = -G_1 \cdot (\sin \beta - \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K1}). \quad (12)$$

Для определения силы P_{C2} спроектируем силы, действующие на колеса 2, на оси x и y , и приравняем полученные суммы нулю. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = P_{C2} - R_2 \cdot \sin \varphi'_{K2} + G_2 \cdot \sin \beta = 0; \\ \sum Y_i = R_2 \cdot \cos \varphi'_{K2} - G_2 \cdot \cos \beta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Из второго уравнения (13) находим:

$$R_2 = G_2 \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \varphi'_{K2}}. \quad (13')$$

Подставляя это значение R_2 в первое равенство (13) и решая полученное уравнение относительно P_{C2} , найдем:

$$P_{C2} = -G_2 \cdot (\sin \beta - \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K2}). \quad (14)$$

Подставляя значения P_{C1} по (12) и P_{C2} по (14) в равенство (4) и суммируя эти величины, найдем P_T для рис. 3:

$$P_T = -(G_1 + G_2) \cdot \sin \beta + (G_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K1} + G_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K2}) \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

Такова зависимость силы P_T от G_1 , G_2 , β , φ'_{K1} и φ'_{K2} для случая движения тележки вправо и вниз (рис. 3).

При движении тележки по горизонтали угол β равен нулю, тогда P_T будет равно, исходя из равенства (15):

$$P_T = G_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K1} + G_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi'_{K2}. \quad (16)$$

Равенство (16) такое же, как равенство (10), т. е. частные случаи формул (9) и (15) одни и те же для движения тележки по горизонтали, что подтверждает справедливость сделанных расчетов.

Выводы. В результате расчетов равномерного перемещения четырехколесных тележек с грузом вправо и вверх, а также вправо и

вниз установлены зависимости (9), (10), (15) и (16) силы, необходимой для перемещения каждой тележки, от веса, приходящегося на каждую ось тележки, угла ее наклона и угла качения.

Литература

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболовский – М.: Наука, 1988.
2. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Г.Г. Баранов – М.: Машиностроение, 1967.
3. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.А. Сақун. – М.: Колос, 1994.
4. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 1985.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.П. Динамика: учеб. для техн. вузов / А.А. Яблонский – М.: Высш. шк., 1984.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов / С.М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986.
7. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин: учебное пособие / Г.А. Хайлис – К.: УСХА, 1992.

УДК 631.3.001.8

© Г.А. Хайлис, д.т.н.,

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого;

© А.С. Харчук; Н.Н. Толстушко, к.т.н.; Н.А. Толстушко,

Луцкий национальный технический университет

О ПОПЕРЕЧНОМ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ В ЛЬНОУБОРОЧНЫХ МАШИНАХ СТЕБЛЕЙ НА РАССТИЛ

В статье проанализирован процесс транспортирования вытеребленных льнотеребилкой стеблей. Рассмотрены пути улучшения транспортирования вытеребленных льнотеребилкой стеблей в поперечном направлении с целью их расстилки на поле.

**ЛЬНОКОМБАЙН, ЛЬНОТЕРЕБИЛКА, РАССТИЛОЧНОЕ
УСТРОЙСТВО, ЛЕНТА ЛЬНА, СТЕБЕЛЬ.**

Постановка проблеми. При роботі льнотеребилки і льнокомбайнів багато стебел в час їх транспортування в поперечному напрямку можуть сползти вниз на деяке відстань, через що можливо суттєвий зсув одних стебел відносно інших, і в результаті цього при формуванні пакунок (рулони, снопи) у них отримується велика розтягнутість. Для зменшення цієї розтягнутості треба зменшити вказаний вище зсув стебел [1–7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цей питання недостатньо досліджено [1–7]. Нижче розглядаються шляхи зменшення зсуву стебел при поперечному їх транспортуванні в льноуборочних машинах.

Ціль дослідження – провести аналіз транспортування витереблених льнотеребилкою стебел в поперечному напрямку з метою їх розстилу на полі.

Результати дослідження. На рис. 1 представлений вигляд збоку на секцію льнотеребилки з вміщеним зверху поперечним транспортером. Апарат нахилений до горизонту під кутом α_p і рухається вліво. Положення витереблених стебел в теребилковому ручеві в час їх зажаття в ньому і транспортування

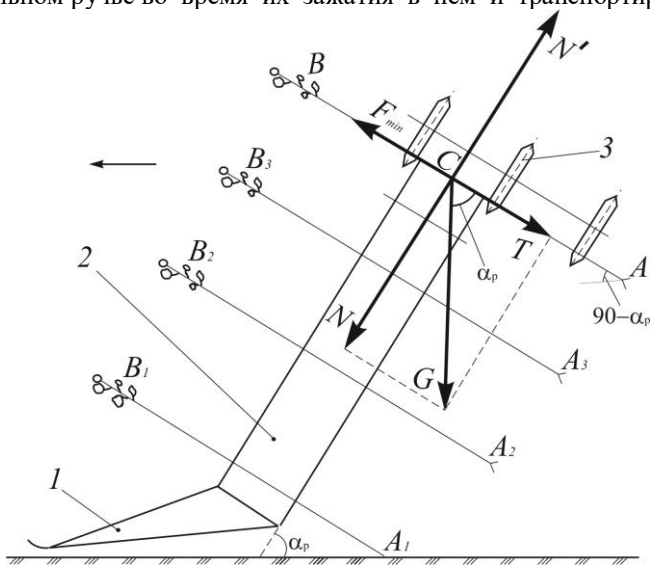


Рис. 1 – Схема, ілюструюча вигляд збоку на теребилкову секцію, положення поперечного транспортера і різні положення

вытеребиваемого стебля: 1 – делитель; 2 – теребивная секция; 3 – поперечный транспортер
вверх может несколько отличаться друг от друга, но в целом, считаем, что это положение близко к перпендикулярному (в отношении к плоскости аппарата). На схеме показаны три стебля A_1B_1 , A_2B_2 и A_3B_3 , зажатые между ремнями секции; показан также и стебель AB , перешедший в зону поперечного транспортирования стеблей, направляемых на расстил.

В этой зоне поперечного транспортирования стебель AB опирается на неподвижные щитки и направляющие прутки, принадлежащие теребивным секциям, и транспортируется пальцами цепей транспортера в перпендикулярном направлении (т. е. перпендикулярно чертежу) к выходу из поперечного транспортера и очесывающей части машины. При этом стебель может несколько сместиться вправо и вниз, о чем выше говорилось.

Рассмотрим силы, действующие на стебель AB . На каждый стебель действует сила тяжести G , приложена она в центре C масс стебля и действует вниз; кроме этого, на стебель действуют силы реакции со стороны опорных поверхностей теребивной секции, направленные в обратную сторону. Движущие силы на стебель со стороны пальцев поперечного транспортера действуют перпендикулярно чертежу (на чертеже они не показаны).

Разложим силу G на две составляющие: N и T . Составляющая N действует перпендикулярно стеблю и прижимает стебель к опорным поверхностям теребивной секции. В свою очередь, опорные поверхности теребивных секций действуют на стебель с силой N' , равной N и противоположно направленной. Другая составляющая T действует вдоль стебля и стремится сдвинуть его вправо, т. е. в сторону, где находятся комли стеблей, что вызывает рост растянутости стеблей и нежелательно. При действии составляющей T возникает трение между стеблем и опорными поверхностями теребивной секции. Сила F этого трения направлена противоположно силе T , т. е. сила F направлена влево и вверх. Это будет трение скольжения, т. е. F – это сила трения скольжения. Для того, чтобы этого скольжения не было, т. е. для того, чтобы не было сдвига стебля, необходимо, чтобы сила T была меньше силы трения покоя стебля об опорные поверхности теребивных секций, о которые стебель трется при его движении вправо и вниз. Но учитывая вибрации при движении агрегата, во время которых стебель может подпрыгнуть и оторваться от опорных поверхностей теребивных секций и податься

вправо, будет лучше, если сила T будет меньше силы трения F_{min} , равной $N' \cdot f_{TCmin}$, где f_{TCmin} – минимальное значение коэффициента трения скольжения стебля по опорным поверхностям теребильных секций.

Как известно из курса механики растительных материалов [2], коэффициенты трения скольжения каждого материала по какой-либо поверхности колеблются от некоторого минимума f_{TCmin} до некоторого максимума f_{TCmax} . Например, согласно данным указанной литературы [2], приведенным на с. 29 этой книги, коэффициент трения скольжения свежесобранного стебля льна по стали колеблется от 0,4 до 1,0. Ввиду этого f_{TCmin} в данном случае равно 0,4.

Таким образом, условие отсутствия сдвига стеблей в канале машины для поперечного их транспортирования следует выразить следующим образом (учитывая, что $N' = N$):

$$T < F_{min}, \quad (1)$$

где

$$F_{min} = N' \cdot f_{TCmin}. \quad (2)$$

Из схемы на рис. 1 видно, что

$$T = G \cdot \cos \alpha_p, \quad (3)$$

а

$$N = G \cdot \sin \alpha_p = N'. \quad (4)$$

С другой стороны $F_{min} = N' \cdot f_{TCmin} = G \cdot f_{TCmin} \cdot \sin \alpha_p$. Тогда равенство (1) примет вид:

$$G \cdot \cos \alpha_p < G \cdot f_{TCmin} \cdot \sin \alpha_p. \quad (5)$$

Из этого неравенства следует, что транспортирование стеблей в поперечном транспортере машины должно иметь место при угле α_p , котангенс которого удовлетворяет условию:

$$ctg \alpha_p < f_{TCmin}$$

или

$$\alpha_p > arcctgf_{TCmin}. \quad (6)$$

Но так как угол α_p не должен быть больше 90° , то более точно неравенство (6) выразится следующим образом:

$$90^\circ \geq \alpha_p > arcctgf_{TCmin}. \quad (7)$$

Таковы требования к значению угла α_p льнотеребилного аппарата машины.

Выводы. Для улучшения транспортирования в поперечном направлении вытеребленных льнотеребилкой стеблей с целью их расстила на землю необходимо, чтобы угол наклона теребилного аппарата машины к земле был в пределах, указанных в неравенстве (7).

Литература

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Г.А. Хайлис – М.: Росинформгротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
4. Depoortere [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.depoortere.be/>. – Title from the screen.
5. Vlamalin. Flaxmachinery [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.vlamalin.be/>. – Title from the screen.
6. Налобіна О.О. Льноозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації) / О.О. Налобіна – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького ДТУ, 2006. – 208 с.
7. Толстушко М.М. Розстиральні пристрої льноозбиральних машин / М.М. Толстушко, Г.А. Хайліс, Н.О. Толстушко. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 160 с.

УДК 622.331

© Р.А. Хлопецький; М.М. Поліщук,
Луцький національний технічний університет,
В.Ф. Дідух, д.т.н.,
Львівський національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОБУВАННЯ ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ З-ПІД ШАРУ ВОДИ ТА ЙОГО ВИКОРИСТАННЯ ПІД ЧАС ВИРОБНИЦТВА ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ

У статті запропоновано новий добувний модуль озерних сапропелів, наведено схему та принцип його роботи, технологічні параметри забірної фрези, а також спосіб приготування органічного біодобрива на основі сапропелю природного стану.

ДОБУВНИЙ МОДУЛЬ, ОЗЕРНИЙ САПРОПЕЛЬ, ОРГАНІЧНІ ДОБРИВА, КОМПСТ, ФРЕЗА.

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку агропромисловий комплекс держави перебуває у стані пошуку раціональних форм господарювання. Спроба наростити валовий збір продукції за рахунок агрохолдингових компаній призвело до різкого зниження родючості ґрунтів. Покращити ситуацію можна через прийняття законів про обов'язкове використання органічних добрив при вирощуванні сільськогосподарських культур. За відсутності підстилкового гною, необхідно забезпечити виробництво дешевих і якісних органічних добрив та комплексних добрив на основі органічних речовин. Однією із таких можуть стати озерні сапропелі, запаси яких достатні для промислового добування на багато років. З іншої сторони, необхідність добування озерних сапропелів обумовлюється також природно-екологічним фактором, оскільки багато озер Західного регіону України перебувають на стадії зникнення. Такі озера потребують негайного відновлення із збереженням ресурсного потенціалу водойми, що вимагає особливого підходу до процесів добування донних відкладів, їх переробки та подальшого використання [1].

Відсутність сучасних недорогих механізмів для добування сапропелю, особливо з-під шару води, не дозволяють реалізувати вказану проблему на сільських територіях, де знаходяться більшість озер. Відомі засоби закордонного виробництва, які можна використати

для добування сапропелів, вирізняються високою ефективністю і продуктивністю виконання робіт, але є надто дорогі. Дослідження наступних процесів підготовки сапропелів до внесення у ґрунт та приготування органічних добрив на їх основі, є не менш важливими, оскільки більшість цих процесів є тривалими, що впливає на собівартість та якість продукції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розробкою ефективних засобів механізації добування озерних сапропелів, процесами його переміщення та використання займаються багато вчених як на Україні, так і за кордоном [1, 2, 3]. Серед відомих добувних пристроїв озерних сапропелів великого поширення набули пристрої, представлені в роботах [4, 6]. Але розробці та дослідженню дешевого, мобільного засобу для добування озерних сапропелів з-під шару води в даних роботах уваги не приділено.

Мета роботи. Запропонувати схему добувного модуля для розробки середнього шару озерних сапропелів з мінімальними енергозатратами та впливом на екосистему водойми, а також спосіб виробництва органічних добрив на його основі.

Результати досліджень. Спроба налагодити очищення водойм від накопичених речовин призвела до створення багатьох способів і технічних засобів. Зокрема, найбільше поширення знайшли способи добування озерного сапропелю з-під шару води, з-під шару торфу та з родовищ без води. При цьому основними технологіями та технічними засобами добування сапропелю є [5]:

1. Землерийні машини за попереднього осушення водойми.
2. Болотні екскаватори – з-під шару торфу.
3. Гідромеханізований спосіб наживу пульпи в чеки або кольматація її на берег.
4. Грейферні екскаватори.
5. Механізований спосіб за допомогою шнекових і пневмошнекових пристроїв.
6. Ковшово-елеваторний спосіб.
7. Гідравлічний спосіб.
8. Точково-вакуумний спосіб.
9. Всмоктуючий спосіб.
10. Скреперно-всмоктуючий спосіб.
11. За допомогою запираючого циліндру.

Як видно, з переліку, більшість способів і технічних засобів передбачають можливість добування озерного сапропелю з-під шару води. Проте, чіткого розмежування середнього, від пелогену, найбільш

продуктивного шару з високими якісними показниками сапропелю, даними способами та технічними засоби видалити не можна.

Запропонований нами спосіб і технічний засіб добування сапропелів з-під шару води належить до механізованого способу за допомогою добувних модулів. На рис. 1 схематично зображено запропонований добувний модуль середнього шару озерних сапропелів з частковим відділенням вільної води.

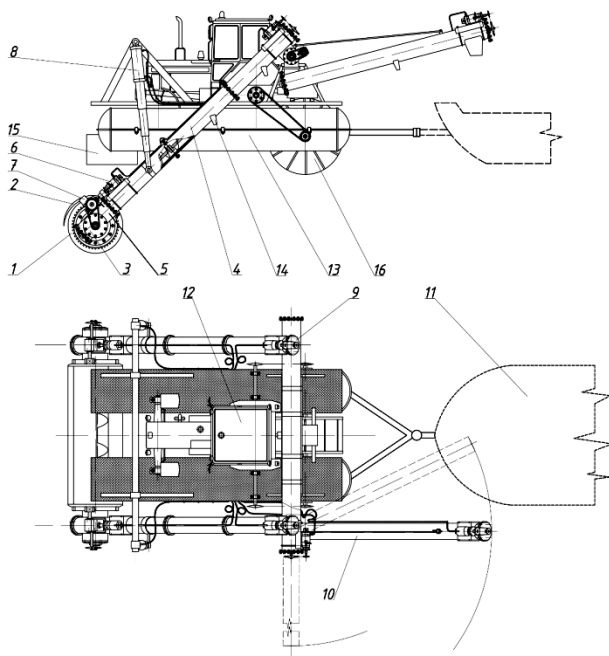


Рис. 1 – Добувний модуль озерних сапропелів: 1 – забірні фреза; 2 – нерухомий корпус; 3 – шнек забірної фрези; 4 – шнековий прес; 5 – трубчастий рукав; 6 – гідродвигун; 7 – редуктор; 8 – гідроциліндр; 9 – завантажувальний бункер; 10 – вивантажувальний шнековий прес; 11 – баржа; 12 – трактор; 13 – понтон; 14 – зливні патрубки; 15 – кермо; 16 – лопатеве колесо

Всі робочі органи приводяться в дію змонтованим на понтоні 13 трактором 12. Для здійснення поворотів на холостих ходах по водоймі передбачено направляюче поворотне кермо 15 та лопатеві колеса 16, привод яких здійснюється, відповідно, від керма трактора та

через ланцюгову передачу від його ведучих осей. Добувний модуль озерних сапропелів працює наступним чином.

Попередньо підготовлений для монтажу трактор 12 встановлюють на понтон 13 і з'єднують всі необхідні для роботи системи. Гідроциліндрами 8 забірні фреза 1 встановлюється на глибину 0,5 її діаметра у середній шар сапропелю. В процесі переміщення добувного модуля нерухомим корпусом 2 частково знімається шар пелогену. Поверхні робочих елементів забірної фрези при врізанні у шар сапропелю створюють тягову силу, яка переміщає добувний модуль у напрямку розробки пласта. Відокремлений сапропель під тиском наступних захоплених порцій просувається по внутрішній поверхні елементів, виконаних у формі спіралі Архімеда, потрапляє на витки шнека 3. Шнек 3 переміщає сапропель від середини до периферії забірної фрези 1, де його захоплюють витки шнекового преса 4, що транспортує сапропель в бункер 9 вивантажувального шнекового преса 10. В процесі переміщення сапропелю гвинтовими робочими елементами відбувається часткове відділення вільної води, яка через патрубки 14 скидається у водойму. Вивантажувальний шнековий прес 10 викидає зневоднений сапропель у баржу 11. Для створення необхідного підпору робочій фрези, у роботу додатково можуть включатись лопатеві колеса 14.

Такий добувний модуль дозволяє зменшити негативний вплив на екосистему водойми за рахунок відсутності перемішування води, пелогену та середнього шару сапропелю через мінімальну частоту обертання забірної фрези, зменшити сумарні енергозатрати на роботу добувного модуля, оскільки процес врізання лопатей забірної фрези створює зусилля для переміщення добувного модуля, а також знизити вартість модуля за рахунок доступності комплектуючих частин в порівнянні з іноземними аналогами.

Так, зокрема потужність відділення об'єму озерного сапропелю від загального масиву одним робочим органом становить:

$$N = 0,981m \times R \times V = 0,981 \times 1,2 \times 10070 \times 0,1 = 1185,4 \text{ Вт} = 1,18 \text{ кВт},$$

де m – коефіцієнт, що враховує перекриття взаємодії ножів робочих поверхонь фрези з нерухомим середнім шаром і приймається в межах 1,1 – 1,25; R – сумарна рівнодійна всіх складових сили різання, визначена нами в процесі досліджень і становить $R=10070 \text{ Н}$; V – абсолютна швидкість руху ножа фрези по траєкторії в розрахунковій точці, встановленої розрахунками $V = 0,1 \text{ м/с}$.

У всіх сапропеледобувних машинах з роторними розпушувачами де поєднано всмоктувальну трубу гідромонітора, розміщують по центру розпушувача. При цьому діаметр фрези D_f

визначається з розрахунком, щоб всмоктувальна труба своїм діаметром $d_{вс}$ вписувалася по центру фрези. Для нашого випадку всмоктувальну трубу замінює шнек 3 (рис. 2), розміщений співвісно з фрезою. Тому, з практичних міркувань, приймаємо:

$$D_{\phi} = (2,5 \dots 2,8) \cdot d_{вс}.$$

Прийнявши діаметр збирального шнека $d_{ш} = 0,3$ м і діаметр фрези $D_{\phi} = 0,8$ м, отримаємо:

$$\frac{D_{\phi}}{d_{ш}} = \frac{0,8}{0,3} = 2,67,$$

що в межах рекомендацій.

Частота обертання ротора n в існуючих машинах приймається в межах $n = 10 \dots 25$ об/хв. Приймаємо $n = 15$ об/хв.

Поступальний рух (швидкість подачі) u в сучасних машинах приймають рівною $u = 5 \dots 10$ м/хв. Виходячи з часу оптимального забезпечення рекомендованої товщини стружки в межах $0,02 \dots 0,2$ м, приймаємо $u = 0,3$ м/хв.

Розрахункова глибина різання приймається $H = 0,75$ м, що дорівнює $0,94 D_{\phi}$ при рекомендованій $H = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_{\phi}$.

Кількість ножів приймаємо 4 при рекомендованій від 3 до 6.

Кутову швидкість обертання фрези визначаємо за формулою Ейлера:

$$w = \omega R = 15 \cdot 0,4 = 6 \text{ м/с}.$$

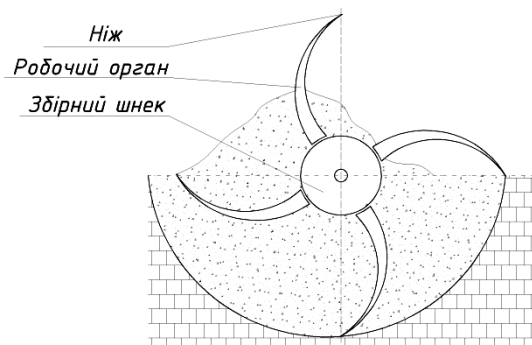


Рис. 2 – Розміщення робочих елементів забірної фрези відносно середнього шару

Запропонований спосіб добування озерного сапропелю з-під шару води забезпечує безперервність процесу добування, часткове зневоднення добутого матеріалу та універсальність використання

енергетичної установки, оскільки для приводу добувального модуля використовується змонтований на його понтоні трактор загального призначення.

Не менш важливим для сільського господарства є приготування та внесення органічних добрив на основі добутого сапропелю, вологість якого становить 80–85%. Проведені дослідження по способу отримання біодобрив на основі частково зневодненого озерного сапропелю [7] вказують на перспективність їх масового виробництва та використання. При цьому у даних дослідах використовувалась лише подрібнена солома та озерний сапропель.

Для інтенсифікації процесів отримання біологічних об'єктів, які сприятимуть розвитку гумосоутворюючих істот, в продовження досліджень отримання біодобрив, запропоновано солому зволожувати у концентрованому розчині гноївки ВРХ. Все інше – температурний режим витримували в межах 20–30 °С, висота закладання 1,5 м, довжина різки соломи до 0.1 м залишалась постійною. На приведенному фото (рис. 3, а) зображено – загальний вигляд проведення дослідів після 60 днів взаємодії солом'яної різки та сапропелю.

Серед п'яти варіантів за висотою розподілу були наступні: 1 – 50 солом'яна різка на 50 сапропель; 2 – 25 солом'яна різка на 75 сапропель; 3 – чергування солом'яної різки та сапропелю через 25 умовних одиниць; 4 – чергування солом'яної різки та сапропелю 2 рази через 15 на 35 умовних одиниць; 5 – 75 солом'яна різка на 25 сапропель. Витримка закладених дослідів більше 90 днів вказує, що чіткий розподіл складників за висотою суттєвого значення не має. Сапропель добре проникає через солом'яну різку злакових культур. Активні процеси перетворення солом'яної різки в однорідну масу практично відбувається після двомісячного терміну взаємодії складників. Змочування солом'яної різки розчином гноївки сприяє процесам перетворення компосту в тверді органічні добрива вологістю 50–60%. Щоб витримати дану вологість до моменту внесення у ґрунт необхідно забезпечити утримання хімічно зв'язної вологи у закладених буртах за допомогою поліхлорвінілової плівки.

Серед важливих показників, які сприятимуть у виготовленні запропонованих компостів є температура навколишнього середовища. Досліди проводились при кімнатній температурі, тому можна стверджувати, що така температура сприяє ефективному протіканню даного процесу. Результати проведених досліджень вказують, що товщина шарів солом'яної різки та сапропель має становити 1:3, з метою забезпечення проникності останнього та створення сприятливих умов розвитку грибів. При цьому тривалість виготовлення органічної

речовини, має становити не менше двох місяців, в залежності від її призначення та подальшого використання. Фізичні властивості таких добрив дозволяють здійснювати їх внесення в ґрунту як поверхнево, так і локально всіма відомими механізованими засобами внесення органічних добрив.

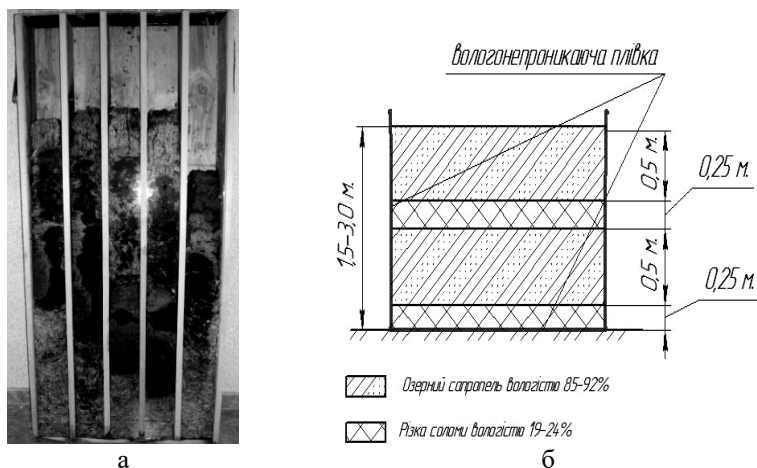


Рис. 3 – Фото проведення дослідження з отримання біодобрив на основі сапропелю після 60 днів досліду (а) та схема закладання бурта у виробничих умовах (б)

Одними із напрямків виробничого приготування органічних компостів (рис 3, б), можуть стати пошарове закладання у силосні траншеї солом'яної різки після подрібнення зернозбиральним комбайном та озерних сапропелів природної вологості, але при цьому необхідно ущільнювати дно силосних траншей, для запобігання втрати вологи, яка необхідна для утворення органічної речовини. Результати проведених експериментальних досліджень вказують, що висота закладання може знаходитись у межах 1,5–3,0 м, а забезпеченню появи біологічних об'єктів у таких компостах сприяє рідка фракція гною ВРХ. На основі проведених досліджень пропонуються геометричні параметри силосних траншей для закладання компостів у виробничих умовах.

Висновки. Одна із проблем, яку необхідно вирішувати в АПК країни, пов'язана з виробництвом твердих органічних добрив. До таких можна віднести компости на основі озерних сапропелів. Проте, дешеві технічні засоби для добування сировини відсутні. Запропонована технологія добування середнього шару сапропелю з-під води, спосіб та

модуль, енергетичною установкою якого може бути колісний трактор сільськогосподарського призначення, на даний момент є актуальними та перспективними. Основна мета, яка переслідувалась у дослідженнях – запропонувати технічний засіб з мінімальним впливом на екосистеми в процесі добування сапропелю з-під шару води та частковим зневодненням матеріалу, що зменшить кількість наступних операцій з підготовки сапропелю перед внесенням в ґрунт.

Література

1. Шевчук М.Й. Сапропелі України, запаси, якість та перспективи використання: монографія / М.Й. Шевчук. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.

2. Патент № 33681 Україна, МПК (2006): E02F 3/00. Підійомно-транспортний пристрій для добування сапропелю / О.П. Шимчук, В.Ф. Дідух, В.В. Грабець, І.М. Ілюшик (Україна), №u200801585; Заявл. 07.02.2008; Опубл. 10.07.2008; Бюл. № 13.

3. Патент № 62869 України, МПК: E02F 3/00 (2006.01). Добувний модуль озерних сапропелів / В.Ф. Дідух, Р.А. Хлопецький, М.В. Усенко, А.С. Суховецький (Україна), №u201014278; Заявл. 29.11.2010; Опубл. 26.06.2011; Бюл. № 18.

4. Штин С.М. Озерные сапропели и их комплексное освоение / С.М. Штин: Под ред. И.М. Ялтанца. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2005. – 373 с.

5. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину / П.В. Сисолін // 36. статей, виступів та коментарів (1997 – 2008 рр.). – Кіровоград, 2009. – 160 с.

6. Лопотко М.З. Сапропели БССР, их добыча и использование / М.З. Лопотко. – Минск: Наука и техника, 1974. – 208 с.

7. Дідух В.Ф. Исследование процесса изготовления органических удобрений на основе сапропеля / В.Ф. Дідух, Н.Н. Полищук // Motrol Vol.15, No 4., Lublin-Rzeszow, 2013. – P. 225 – 230.

УДК 631.312

© В.С. Хмельовський, к.т.н.,
Національний університет біоресурсів і природокористування України;
М.І. Ікальчик, к.т.н.,
ВП НУБіП України "Ніжинський агротехнічний інститут"

ДОСЛІДЖЕННЯ ПИТОМОЇ ЕНЕРГОЄМНОСТІ УДОСКОНАЛЕНОЇ СКРЕПЕРНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ЯКОСТІ РОБОТИ

Обґрунтовано основні параметри удосконаленої скреперної установки для прибирання гною за яких значення її питомої енергоємності з урахуванням якості роботи набувають мінімальних значень.

УСТАНОВКА, СКРЕПЕР, ГНІЙ, ЕНЕРГОЄМНІСТЬ, ЯКІСТЬ.

Постановка проблеми. Ефективне вирішення проблеми механізації прибирання та утилізації гною потребує комплексного підходу до розробки всієї технологічної лінії та її виробничих операцій, починаючи від стійл тварин і до місць використання гною. При проектуванні систем прибирання та видалення гною слід враховувати прогресивні технології і дотримуватися умов, які забезпечують зменшення питомої енергоємності з урахуванням якості роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В 1981 році Колде О.Ф. досліджував робочий процес штангового конвеєра [1]. В 2010 році були проведені державні приймальні випробування скреперних установок для прибирання гною УС–80, УС–100 та УС–120 в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого [2]. Нами розроблено удосконалену скреперну установку для прибирання гною [3], скребок якої має фронтальну робочу поверхню у вигляді відвала, що забезпечує зменшення енерговитрат і загальних витрат на очистку. Розроблена скреперна установка потребує проведення експериментальних досліджень для встановлення її раціональних параметрів.

Мета дослідження. Дослідити питому енергоємність удосконаленої скреперної установки з урахуванням якості роботи, обґрунтувати її параметри, що забезпечують її мінімальну енергоємність з урахуванням якості роботи.

Результати дослідження. Для встановлення взаємозв'язку впливу кута розкриття скрепера γ (град), кута нахилу скребоків скрепера ε (град) та швидкості руху скрепера $V_{ск}$ (м/с) на питомі витрати енергії

з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ (кВт год./т) удосконаленою скреперною установкою у виробничих умовах було проведено експерименти за планом Бокса–Бенкіна [4].

При цьому незмінними були розміри гнойового каналу та об'єм прибраного гною. За результатами багатофакторних експериментів були отримані математичні моделі – рівняння регресії у вигляді поліномів другого порядку.

Аналіз залежностей (рис. 1) показує, що питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ для скребків з кутом нахилу 90° при зменшенні кута розкриття скрепера γ від 170° до 70° будуть зменшуватись, і набудуть мінімуму 1,35 кВт год./т при куті розкриття скрепера 70° . Тому, що зі зменшенням кута розкриття скрепера буде зрідатись більший об'єм гною за рахунок збільшення довжини, а отже і маси самого скребка. У результаті цього приріст продуктивності буде перевищувати приріст енерговитрат.

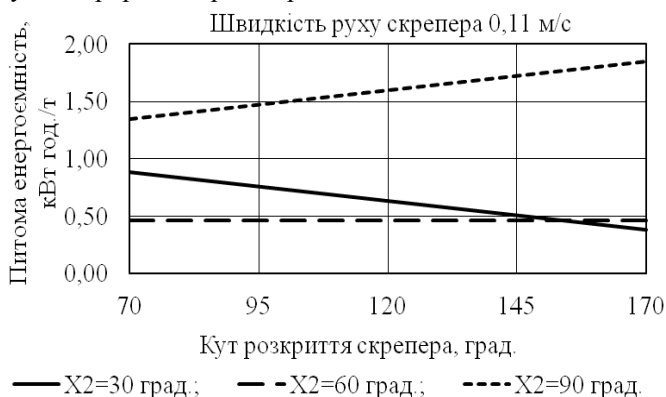


Рис. 1 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута розкриття скрепера

Питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ для скребків з кутом нахилу 60° за зменшення кута розкриття скрепера γ від 170° до 70° будуть незмінними.

При куті нахилу скребків 30° питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ за зменшення кута розкриття скрепера γ від 170° до 70° будуть збільшуватись і набудуть максимуму 0,9 кВт год./т за кута розкриття скрепера 70° . Тому, що зі зменшенням кута розкриття скрепера, за кута нахилу скребків 30° , на скребок буде

наповзати великий об'єм гною і скребок буде притискатись до дна гнойового каналу з надмірним зусиллям. У результаті цього приріст енерговитрат буде перевищувати приріст продуктивності.

Встановлено (рис. 2) що зі збільшенням кута нахилу скребоків ϵ від 30° до 90° питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною E_y змінюються за параболічною функцією, яка має оптимум - мінімальне значення питомих витрат енергії знаходиться в діапазоні кута нахилу скребоків від 45° до 55° і становить 0,45; 0,4 та 0,3 кВт год./т для відповідних значень кута розкриття скрепера 70° ; 120° та 170° .

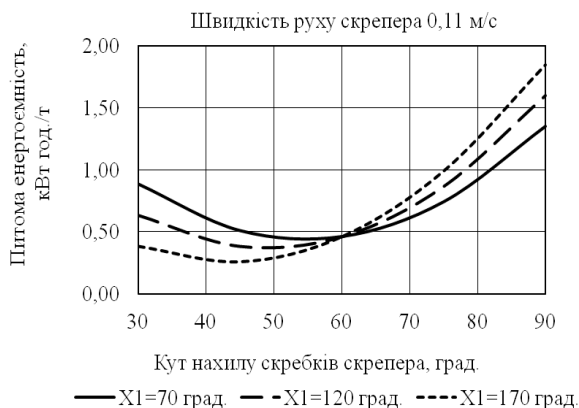


Рис. 2 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута нахилу скребоків

Аналіз взаємного впливу кута розкриття скрепера та кута нахилу скребоків (рис. 3) показав, що мінімальне значення питомої енергоємності з урахуванням якості прибирання гною удосконаленої скреперної установки дорівнює 0,3 кВт год./т для кута нахилу скребоків в діапазоні від 45° до 55° , при цьому кут розкриття скрепера на питому енергоємність має незначний вплив.

Аналіз залежностей (рис. 4) показує, що зі збільшенням швидкості руху скрепера $V_{ск}$ від 0,04 м/с до 0,18 м/с питома енергоємність з урахуванням якості прибирання гною E_y змінюється за параболічною функцією.

Функція має оптимум - мінімальне значення в діапазоні швидкостей 0,14...0,16 становить 0,38 кВт год./т для кутів розкриття скрепера 70° , 120° та 170° . Це пояснюється тим, що зі збільшенням швидкості зростає продуктивність, а, отже, питома енергоємність

відповідно зменшується, але при досягненні швидкості 0,15 м/с питома енергоємність починає в незначній мірі зростати за рахунок того що, зі збільшенням швидкості в даному діапазоні інтенсивність зростання споживаної потужності переважає інтенсивність зростання швидкості.

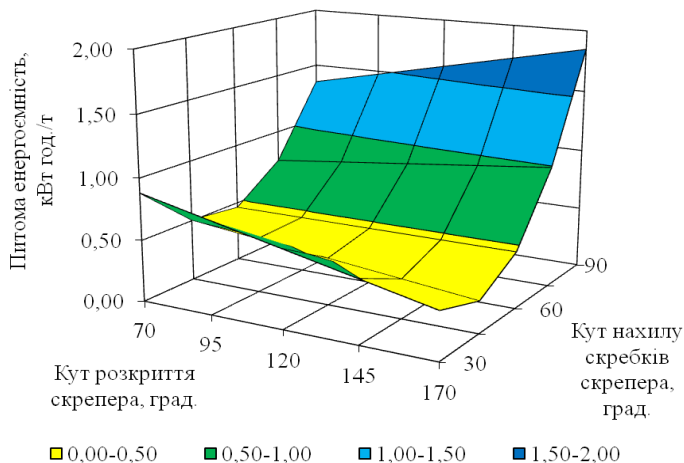


Рис. 3 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута розкриття скрепера та кута нахилу скребків

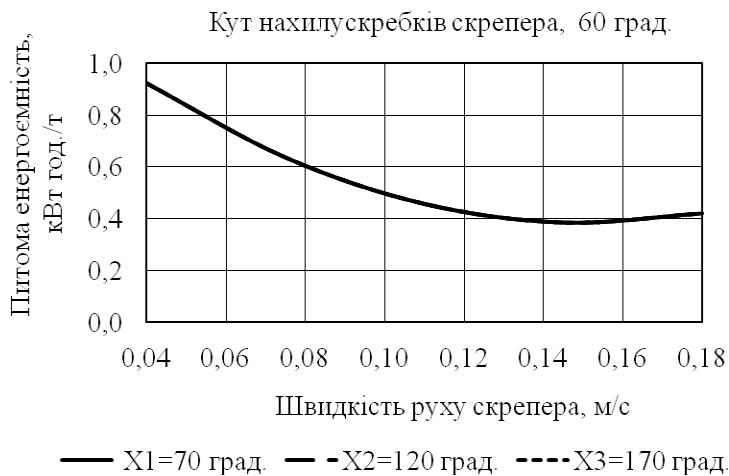


Рис. 4 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від швидкості руху скрепера

Аналіз залежностей (рис. 5) показує, що зі зміною кута розкриття скрепера γ від 70° до 170° питома енергоємність з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ залишається практично незмінною та дорівнює 0,93; 0,46 та 0,41 кВт год./т при куті розкриття скрепера 70° відповідно для швидкостей 0,04; 0,11 та 0,18 м/с, що вказує на недоцільність в подальшому врахування впливу даного фактору при оцінці питомої енергоємності прибирання гною.

Кут нахилу скребків скрепера, 60 град.

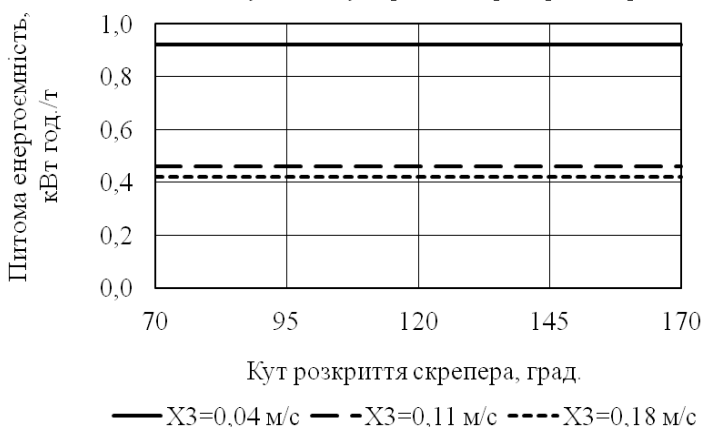


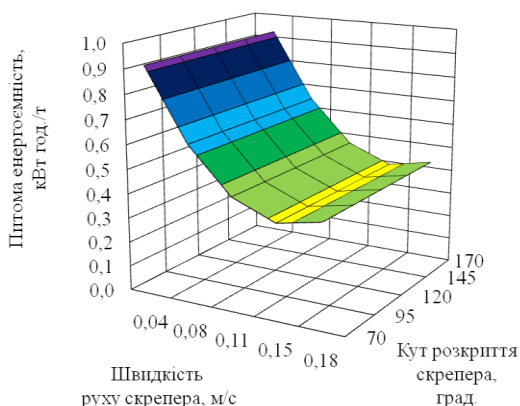
Рис. 5 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута розкриття скрепера

Аналіз взаємного впливу швидкості руху та кута розкриття скрепера (рис. 6) показав, що мінімальне значення питомої енергоємності з урахуванням якості прибирання гною удосконаленої скреперної установки дорівнює 0,38 кВт год./т для відповідної швидкості руху скрепера в діапазоні від 0,14 м/с до 0,16 м/с, при цьому кут розкриття скрепера на питому енергоємність установки впливу не має.

Аналіз залежностей (рис. 7) показує, що зі збільшенням кута нахилу скребків ε питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ змінюються за параболічною функцією.

Функція має оптимум - мінімальне значення питомих витрат енергії в діапазоні кута нахилу скребків від 45° до 55° та становить

0,85; 0,4 та 0,35 кВт год./т для відповідних значень швидкості руху скрепера 0,04; 0,11 та 0,18 м/с.



■ 0,9-1,0 ■ 0,8-0,9 ■ 0,7-0,8 ■ 0,6-0,7 ■ 0,5-0,6 ■ 0,4-0,5 ■ 0,3-0,4

Рис. 6 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від швидкості руху та кута розкриття скрепера

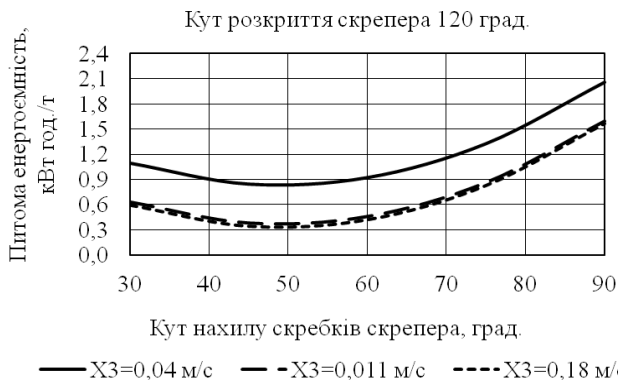


Рис. 7 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута нахилу скребків

Виявлено (рис. 8), що зі збільшенням швидкості руху скрепера $V_{ск}$ питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною $E_{я}$ спочатку зменшуються а потім збільшуються. Питомі витрати енергії мають мінімальне значення 0,4; 0,6 та 1,5 кВт год./т за швидкості

0,15 м/с для скребоків із кутом нахилу відповідно 60° ; 30° та 90° . Це пояснюється тим що, зі збільшенням швидкості зростає продуктивність, а, отже, питома енергоємність відповідно зменшується.

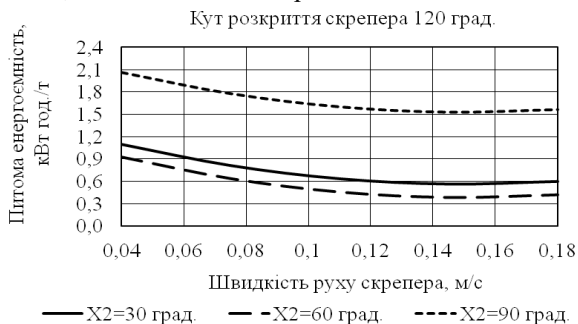


Рис. 8 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від швидкості руху скрепера

Аналіз взаємного впливу кута нахилу скребоків та швидкості руху скрепера (рис. 9) показав, що мінімальне значення питомої енергоємності з урахуванням якості прибирання гною удосконаленої скреперної установки дорівнює 0,35 кВт год./т для відповідного кута нахилу скребоків в діапазоні від 45° до 55° та значення швидкості руху скрепера в діапазоні від 0,14 м/с до 0,15 м/с.

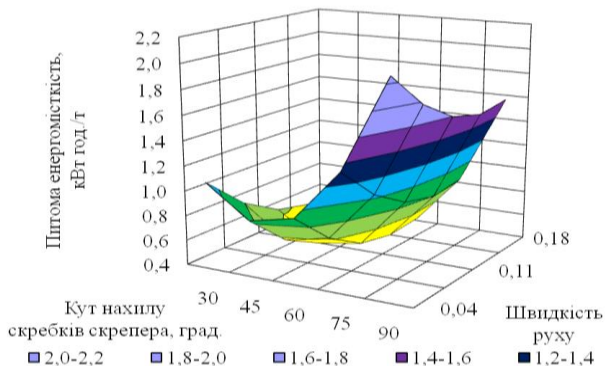


Рис. 9 – Залежність питомих витрат енергії з урахуванням якості прибирання гною удосконаленою скреперною установкою від кута нахилу скребоків та швидкості руху скрепера

Рівняння регресії залежності питомої витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною E_y від зміни кута розкриття

скрепера γ (град) кута нахилу скребків ε (град), та швидкості руху скрепера $V_{ск}$ (м/с) за результатами проведеного ПФЕ 3^3 в розкодованому вигляді рівняння регресії має вигляд:

$$E_{я} = 4,2385 - 0,011\gamma - 0,0913\varepsilon - 13,1719V_{ск} + 0,0007\varepsilon^2 + 43,6058V_{ск}^2 + 0,0002\gamma\varepsilon.$$

Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку на однорідність дисперсій за критерієм Кохрена. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Визначення значущості коефіцієнтів регресії проводили за критерієм Стюдента. Гіпотеза про адекватність рівняння підтверджується і його можна використовувати для опису процесу.

Висновок. На основі експериментальних досліджень було встановлено, що питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною змінюється від 0,3 до 2,1 кВт год./т. Із збільшенням швидкості руху скрепера від 0,04 до 0,18 м/с спостерігається зменшення питомих витрат удосконаленої скреперної установки. Встановлено також, що питомі витрати енергії з урахуванням якості прибирання гною приймають мінімальне значення при куті розкриття скрепера $\gamma=120^\circ$; куті нахилу скребків скрепера $\varepsilon=55^\circ$, та швидкості руху скрепера $V_{ск}=0,15$ м/с.

Література

1. Колде О.Ф. Исследование рабочего процесса штангового транспортера для уборки навоза в коровнике: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства" / Колде Оскар Фридрихович ; Центральный научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства нечерноземной зоны СССР. - Минск, 1981. - 16 с.
2. Протокол державних приймальних випробувань технічного засобу для АПК № 1314/1103-01-2010 «Установки скреперні для прибирання гною УС–80, УС–100 та УС–120» УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.
3. Ікальчик М.І. Удосконалення скреперної установки для прибирання гною / М.І. Ікальчик // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2013. – Вип. 97. – Т. 1. – С. 613-618.
4. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследовании сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников,

В.Р. Алекшин, П.М. Роцин. – 2-е узд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс
УДК 631.3

© І.С. Цизь, к.т.н.; С.М. Хомич; Р.М. Трохимчук,
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ У В'ЯЗКИХ РІДИНАХ

У статті описано експериментальну установку та методику дослідження траєкторії руху повітряної бульбашки у в'язких рідинах. За експериментально отриманими даними побудовано криві, які обмежують потік, що формується повітряним бульбашками.

ТРАЄКТОРІЯ, РУХ, ПОВІТРЯ, БУЛЬБАШКА, РІДИНА, В'ЯЗКІСТЬ, КУТ, ОТВІР.

Постановка проблеми. Одним із шляхів підвищення надійності технічних об'єктів є спрощення їх конструкції. Максимального спрощення конструкції можна досягти лише у випадку коли безпосередньо носій кінетичної енергії і буде наділений функціями виконавчого органу. Зразком такого технічного об'єкта, з певним наближенням, можна вважати засіб для добування сапропелю із пневматичним забірним пристроєм [1]. Незважаючи на свою конструктивну простоту такий засіб вимагає чіткого обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів. До таких параметрів належать вхідний діаметр, кут нахилу твірної та висота конічного корпусу забірного пристрою; глибина добування та довжина транспортуючого трубопроводу; тиск подачі повітря; діаметр та кут встановлення сопел і ін.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проведений комплекс експериментальних та теоретичних досліджень дозволив дослідити вплив ряду наведених параметрів на продуктивність пневматичного забірного пристрою [2, 3, 4]. Також розроблено математичну модель руху повітряної бульбашки у в'язкій рідині [5], яка дозволяє обґрунтувати раціональні межі кута нахилу твірної та висоти конічного корпусу забірного пристрою. Але отримані у результаті теоретичного аналізу значення вимагають перевірки їх адекватності експериментальним шляхом. Оскільки безпосередньо перевірити достовірність отриманих залежностей для сапропелю

доступними способами візуалізації є неможливим то доцільно провести такі дослідження для в'язких рідин із прозорістю достатньою для візуального спостереження.

Тому **метою дослідження** є встановлення траєкторій руху повітряних бульбашок у рідинах різної в'язкості та побудова меж потоку, що ними формується.

Результати дослідження. У якості досліджуваних рідин було вибрано воду (коефіцієнт динамічної в'язкості при 20°C $\eta = 0,001004 \text{ Па}\cdot\text{с}$), масло індустріальне (коефіцієнт динамічної в'язкості при 20°C $\eta = 0,0275 \text{ Па}\cdot\text{с}$) та концентрований миючий засіб (ТУ У 24.5 23731918-010-2003).

Під час дослідження траєкторії руху повітряних бульбашок у рідинах різної в'язкості використовувалась установка зображена на рис. 1.

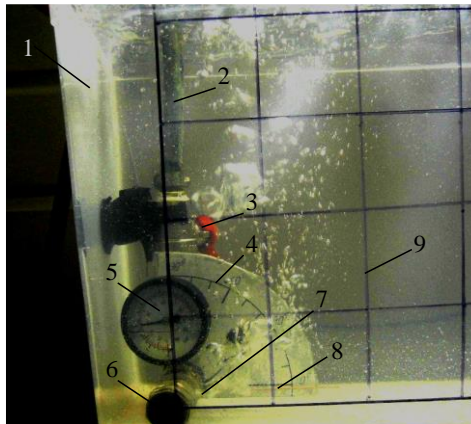


Рис. 1 – Фото установки для дослідження руху повітряного потоку у рідинах різної в'язкості

Дана установка складається із пластикової ємкості 1 на передній стінці якої нанесено координатну сітку 9. У внутрішній частині ємкості 1 кріпиться відрізок трубопроводу 6 із соплом 7 встановленого діаметру. Для подачі повітря від компресора у трубопровід використовується гнучкий армований шланг 2. Попереднє регулювання тиску подачі повітря здійснювалось вентилем установки 3, а точне – золотниковим механізмом компресора. Поточне значення тиску виходу повітря із сопла 7 реєстрували за манометром 5. Для визначення кута нахилу осі сопла 7 до горизонту на трубопроводі 6

співвісно із ним кріпилась стрілка 8, а на корпусі крана 3 – шкала проградуйована у градусах. Зміна кута нахилу осі сопла 7 до горизонту здійснювалась завдяки послабленню з'єднувальної ковзної муфти із наступним її затягуванням. Під час досліджень використовувались відрізки трубопроводу із циліндричним отвором діаметрами 0,5; 1,0; 1,5 мм.

Фіксація траєкторії руху повітряного потоку у середовищі рідин здійснювалась за допомогою встановленої на штативі цифрової фотокамери Nikon coolpix L22.

Перед дослідженням закріплювали у ковзній муфті відрізок трубопроводу із отвором діаметром визначеним планом експерименту за нульового значення кута його нахилу до горизонту. Тоді даний елемент разом із манометром та шлангом подачі стисненого повітря монтувався у ємкості установки. Далі зібрану установку встановлювали на горизонтальну поверхню, а нульову поділку шкали відліку кута нахилу вихідного отвору суміщали із горизонтальною віссю шкали нанесеної на передній стінці приладу.

Для встановлення необхідного діапазону тиску повітря у вихідному отворі здійснювали спочатку попереднє його регулювання за допомогою вентиля установки із такого розрахунку, щоб золотниковий механізм компресора дозволяв забезпечувати регулювання тиску у межах від 100 до 500 кПа.

Заповнення ємкості установки досліджуваною рідиною здійснювалось цівкою середнього діаметру з метою недопущення порушення попередніх регулювань. Заповнення припинялось після досягнення рідиною рівня нижчого на 20–30 мм від верхнього краю ємкості.

Далі встановлювали на штативі цифрову фотокамеру NIKON COOLPIX L22 таким чином, щоб об'єктив камери знаходився на рівні вихідного отвору трубопроводу, а площина передньої панелі камери була паралельна площині передньої стінки ємкості установки. Встановлювали режим роботи камери – знімання відео.

Тоді вмикали подачу стисненого повітря, виставляли відповідний плану експерименту тиск та натискали кнопку „пуск” відеокамери. Записували відео ролик тривалістю 6 с. Далі змінювали тиск подачі повітря та знову записували ролик зазначеної тривалості. Потім зливали рідину, встановлювали кут нахилу сопла – 30⁰, та повторювали експеримент за описаною вище послідовністю.

Записані у процесі реалізації експерименту ролики обробляли з метою отримання кривих, які обмежують простір в якому рухається повітряний потік після його виходу із сопла. Для цього за допомогою

Media Window програми ACDSee перетворювали неперервний відео ролик у дискретні зображення, що відповідали кадрам ролику. Оскільки якість відеозапису характеризувалась 30 кадрами в секунду, то із шести секундного ролик отримували 180 цифрових дискретних зображень. Далі вибирали кожне тридцяте зображення, яке відповідає закінченню кожної секунди експерименту, і таким чином отримували 6 відібраних зображень, що забезпечувало шестикратну повторюваність експерименту.

Вибрані в описаний вище спосіб зображення експортувались у програму Microsoft Excel. Далі на нього накладалась координатна сітка та два точкових графіки даної програми, які у першому наближенні відповідали кривим, що обмежують простір у якому рухається повітряний потік після його виходу із сопла. Тоді добивались співпадання відповідних поділок осей графіка та координатної сітки передньої стінки установки шляхом масштабування відповідних зображень (рис. 2).

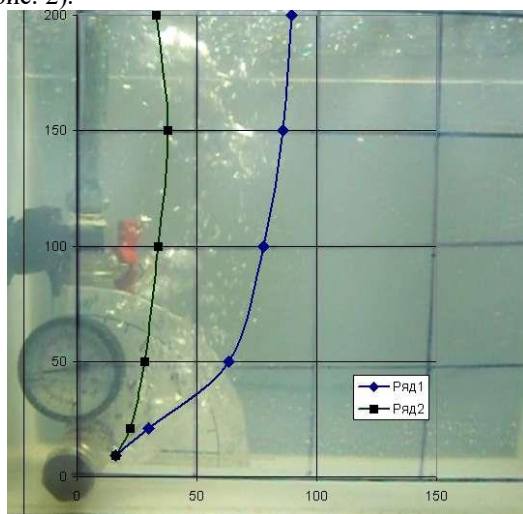


Рис. 2 – Зразок опрацьованого фотографічного зображення руху повітряного потоку в рідині (воді)

Після цього шляхом переміщення точок попередніх графіків уточнювали їхню форму із формою реального повітряного потоку. При цьому координати точок відображались у електронній таблиці програми.

За отриманими, таким чином, координатами ліній, що обмежують потік повітря побудовані точкові графіки. На рис. 3 – 5, а

наведені результати дослідження даного явища у воді, на рис. 5, б – 7, а – у маслі індустріальному, а на рис. 7, б – 9 – у концентрованому миючому засобі. На вказаних рисунках відображені попарно точки, що

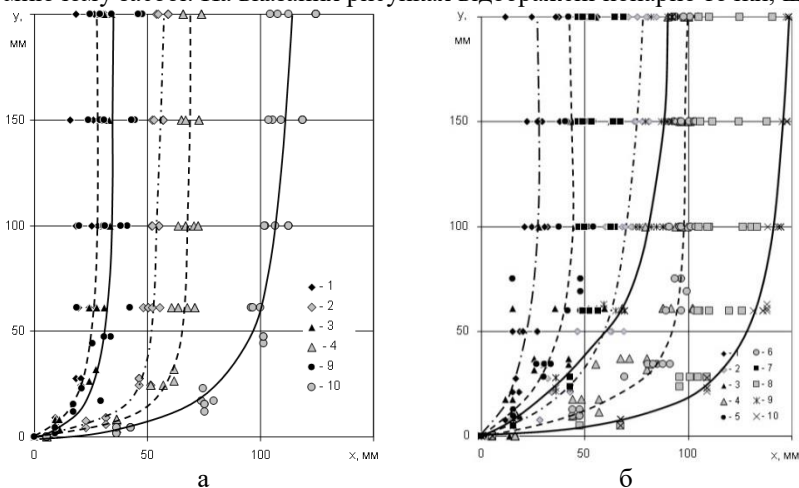


Рис. 3. – Межі повітряного потоку під час його руху у воді після виходу із горизонтального (а) та відхиленого від горизонту на 45° (б) сопла діаметром 0,5 мм за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 400 кПа; 9–10 – 500 кПа

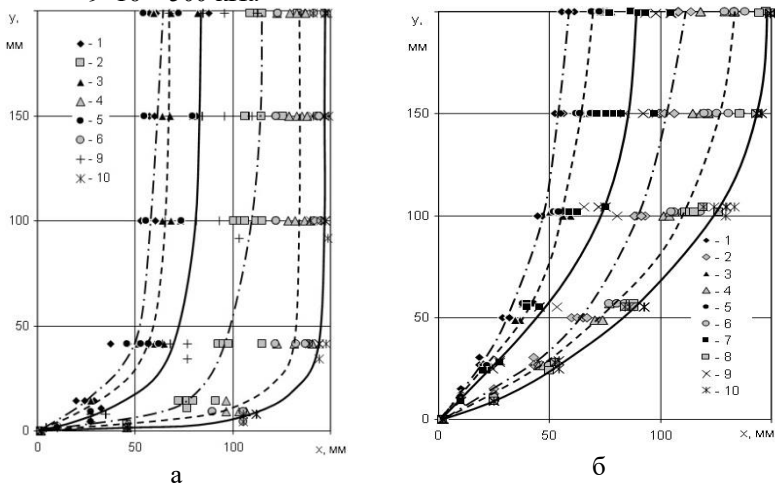


Рис. 4. – Межі повітряного потоку під час його руху у воді після виходу із горизонтального (а) та відхиленого від горизонту

на 45° (б) сопла діаметром 1,0 мм за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 400 кПа; 9–10 – 500 кПа

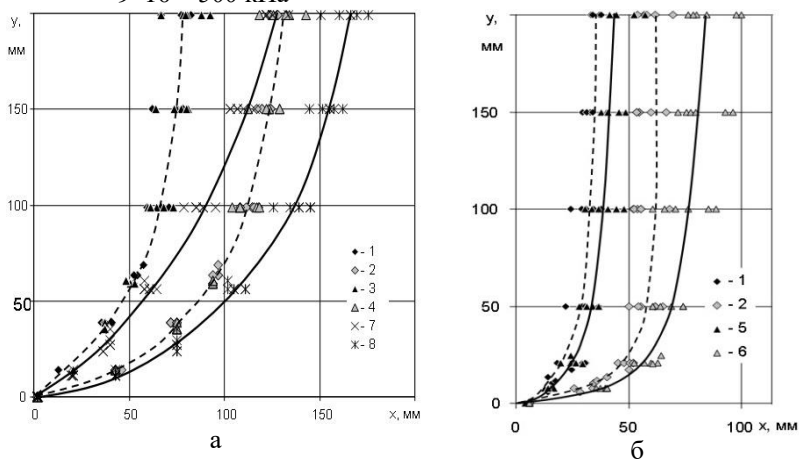


Рис. 5. – Межі повітряного потоку під час його руху у воді після виходу із сопла діаметром 1,5 мм (а) та у маслі індустріальному після виходу із сопла діаметром 0,5 відхиленого від горизонту на 45° (б) за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 400 кПа; 7–8 – 500 кПа

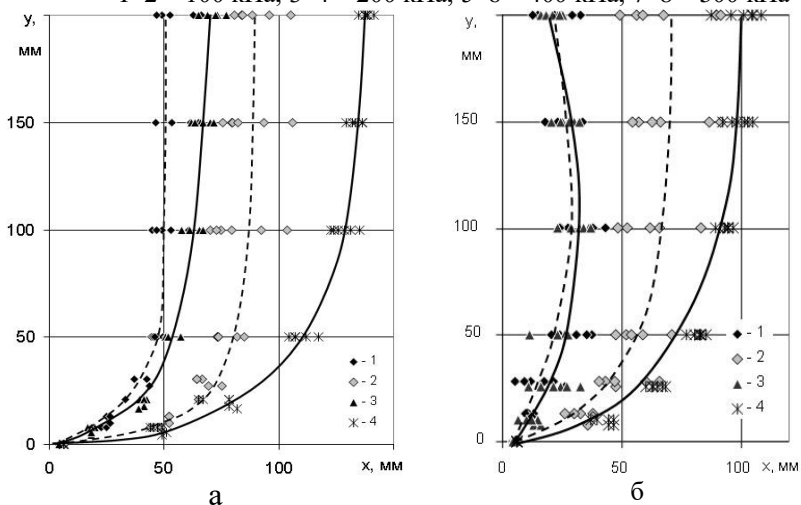


Рис. 6. – Межі повітряного потоку під час його руху у маслі індустріальному після виходу із горизонтального сопла

діаметром 0,5 мм (а) та діаметром 1,0 мм відхиленого від горизонту на 45° (б) за тиску подачі: 1–2 – 200 кПа; 3–4 – 400 кПа

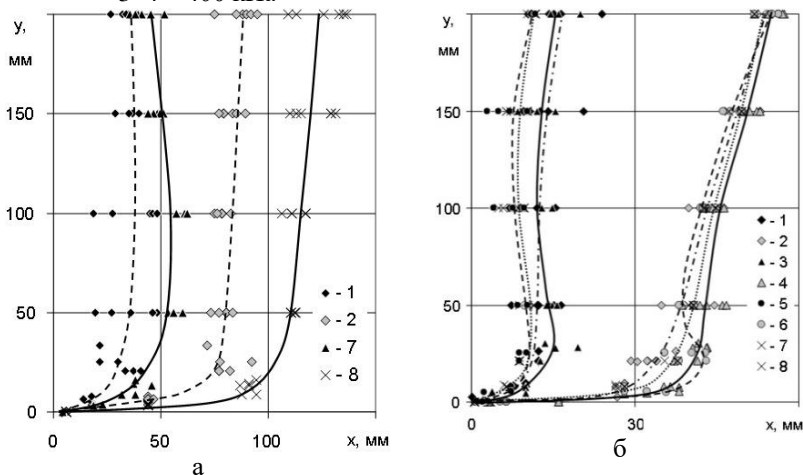


Рис. 7. — Межі повітряного потоку під час його руху у маслі індустріальному після виходу із горизонтального сопла діаметром 1,5 мм (а) та у миючому засобі після виходу із горизонтального сопла діаметром 0,5 мм за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 400 кПа

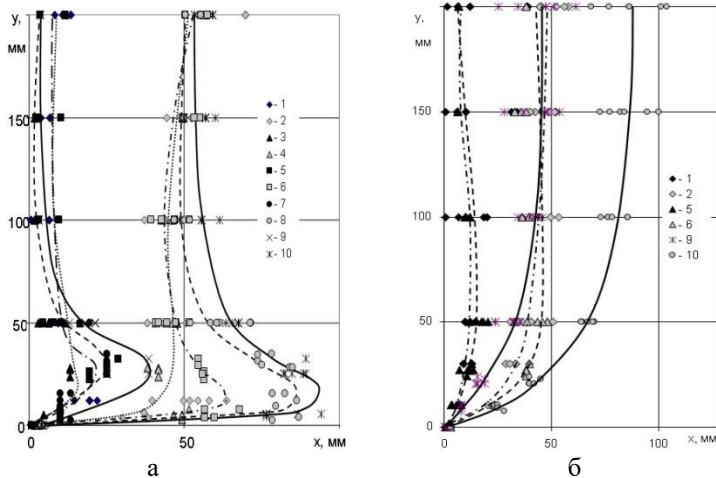


Рис. 8. – Межі повітряного потоку під час його руху у миючому засобі після виходу із горизонтального (а) та відхиленого від горизонту на 45° (б) за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 400 кПа

горизонту на 45° сопла (б) діаметром 1,0 мм за тиску подачі:
 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 400 кПа;
 9–10 – 500 кПа

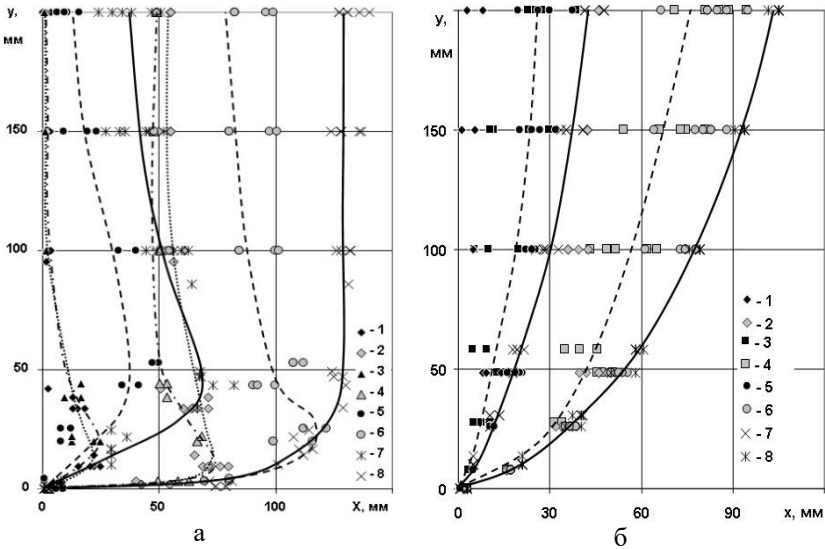


Рис. 9. – Межі повітряного потоку під час його руху у миючому засобі після виходу із горизонтального (а) та відхиленого від горизонту на 45° сопла діаметром 1,5 мм за тиску подачі: 1–2 – 100 кПа; 3–4 – 200 кПа; 5–6 – 300 кПа; 7–8 – 500 кПа

обмежують повітряний потік із правої та лівої сторін за визначеного тиску подачі повітря у шестикратній повторності (подано по шість точок).

Аналіз отриманих точкових графіків підтвердив значний вплив на форму повітряного потоку в'язкості рідини. Так у випадку подачі повітря під тиском 400 кПа із отвору діаметром 1,0 мм відхиленого від горизонту на 45° у воду із в'язкістю $\eta = 0,001004 \text{ Па} \cdot \text{с}$ найбільше горизонтальне переміщення бульбашок повітря на висоті $y = 200$ мм досягає $x = 150$ мм (рис. 4, б), а для тих же умов у випадку подачі в середовище індустріального масла із в'язкістю $\eta = 0,0275 \text{ Па} \cdot \text{с}$ даний показник становить $x = 110 - 120$ мм (рис. 6, б). Під час подачі повітря під тиском 500 кПа із отвору діаметром 1,0 мм відхиленого від горизонту на 45° у концентрований миючий засіб, в'язкість якого залежить від швидкості зміщення шарів

і для умов експерименту знаходиться у межах $\eta = 0,5 - 1,5 \text{ Па} \cdot \text{с}$, найбільше горизонтальне переміщення бульбашок повітря на висоті $y = 200$ мм не перевищує $x = 100$ мм (рис. 8, б).

Також встановлено, що для рідин із низькою в'язкістю (вода та масло індустріальне) зміна кута нахилу осі вихідного отвору із 0^0 на 45^0 має вплив на форму та координати обмежуючих кривих повітряного потоку лише у межах висот підйому $y = 150$ мм (рис. 4. а, б та рис. 5, а; 6, а).

У той же час за подачі повітря через горизонтальний отвір діаметром 1,0–1,5 мм у концентрований миючий засіб спостерігається завихрення повітряного потоку (рис. 8, а; 9, а). Інтенсифікація даного явища спостерігається для отвору діаметром 1,0 мм у діапазоні тисків подачі повітря 300–500 кПа (рис. 8, а криві 6, 8, 10), а для отвору діаметром 1,5 мм – 200–300кПа (рис. 9, а криві 4 та 6). Для отвору діаметром 1,5 мм за тиску подачі повітря 500 кПа (рис. 9, а крива 8), а також для отвору діаметром 0,5 мм у діапазоні тисків 100–500 кПа (рис. 7, б) дане явище відсутнє. Для випадку експерименту із концентрованим миючим засобом та кутом нахилу осі вихідного отвору 45^0 явище завихрення не виникає, а тому максимальне горизонтальне відхилення повітряного потоку на висоті $y = 200$ мм є більшим, ніж у випадках із завихренням (рис. 8, б крива 6, рис. 9, б криві 4 та 6).

Збільшення діаметра вихідного отвору та тиску подачі повітря, а, отже, і величини об'ємної подачі повітря веде до зростання площі поперечного перерізу потоку (рис. 3, б; 3, а; 6, а). Зменшення швидкості повітряного потоку із висотою підйому спричинює зростання площі його поперечного перерізу. Стабілізація даного показника спостерігається у межах висот підйому $y = 50...100$ мм.

Порівняння експериментальних значень та форми кривих із графічними залежностями побудованими за математичною моделлю наведеною в [5] вказують на адекватність даної моделі.

Висновок. Таким чином, проведені дослідження підтвердили адекватність математичної моделі, наведеної в праці [5]. Також дані дослідження вказують, що з метою кращого розпушення покладів пониженої вологості можна використовувати завихрений повітряний потік. Завихрення досягається за горизонтального розташування осі вихідного отвору із діаметром у діапазоні 1–1,5 мм та тиску подачі

повітря 300–400 кПа. А під час добування покладів, що не вимагають попереднього значного розпушення доцільно використовувати отвори із кутом нахилу їх осі до горизонту 45^0 . Оскільки у цьому випадку енергія повітряного потоку максимально буде використовуватись на підймання покладів у трубопроводі.

Література

1. Пат. 51535 України, МПК E02F3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. – № u200913475; Заявл. 24.12.2009; Опубл. 26.07.2010. Бюл. №14. - 3 с.

2. Хомич С.М. Обґрунтування теоретичної продуктивності пневматичного (ерліфтного) забірного пристрою для добування сапропелю / С.М. Хомич // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – Вип. 3(37). – С. 95–96.

3. Хомич С.М. Дослідження продуктивності пневматичного забірного пристрою для добування сапропелю / С.М. Хомич, І.Є. Цизь // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 355-361.

4. Tsiz' I. Experimental research of working process of pneumatic intake device for sapropel extraction / Tsiz' I., Homich S. // INMATEH – Agricultural Engineering. – Vol. 40, No. 2/2013. p. 67-72.

5. Хомич С.М. Моделювання процесу руху бульбашки повітря у середовищі сапропелю / С.М. Хомич // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Вип. 42. – Ч. 2. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 147–152.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621.33

© І.І. Чвартацький, к.т.н.,
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»,
Р.І. Лотоцький,
Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

СИНХРОНІЗАЦІЯ РОБОТИ ВИСІВНОГО ТА РОЗПОДІЛЬНОГО АПАРАТІВ СІВАЛКИ ОДНОЗЕРНОГО ВИСІВАННЯ НАСІННЯ

Приведена конструкція однозернового висівного апарату насіння з точним розміщенням зерен в ґрунті. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематичних, конструктивних і технологічних параметрів.

АПАРАТ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ, СИНХРОНІЗАЦІЯ ОПЕРАЦІЙ.

Постановка проблеми. Широка програма соціального розвитку країни і підвищення народного добробуту передбачає на першому етапі виконання задачі повного задоволення населення продуктами харчування задля покращання життя людей в цілому. При цьому особлива увага приділяється зерновому господарству, так як саме воно є основою сільськогосподарського виробництва, джерелом отримання життєво необхідних продуктів харчування в багатьох країнах та регіонах світу і зокрема у нас, в Україні.

Аналіз результатів останніх досліджень. Питаннями руху зернин по поверхнях сільськогосподарських машин і обґрунтування параметрів висівних апаратів присвячені роботи Василенка П.М. [1], Басіна В.С. [2], Бойка А.І. [3], Морозова І.В. [4], Бузенова Г.М. [5] встановлено основний недолік існуючих конструкцій сівалок однозерного висівання цукрових буряків полягає в тому, що вони вкладають насіння на різну глибину, а також коливаються відстані між сусідніми насінинами по довжині рядків. Це пов'язано з тим, що за час руху насінин із висівного апарату в ґрунт сівалка разом із зернинами переміщується з горизонтальною швидкістю, що спричиняє розкидання насінин по довжині рядків. Крім цього, останні підстрибують у борозні, що теж сприяє їх розкиданню й засипанню насінин із порушенням агротехнічних вимог.

Мета дослідження. Розробити конструкцію висівного апарату,

$$n_1 = \frac{V}{\pi D_1}, \quad (2)$$

де V_1 – швидкість руху сівалки, м/с; D_1 – діаметр приводного колеса, ($D_1 = 0,5-0,7$) м.

Кількість обертів n_2 висівного диска 5 визначено за формулою:

$$n_2 = \frac{V}{l \cdot Z_1}. \quad (3)$$

Кількість обертів розподільного диска 7 укладання насінин у борозну визначено за залежністю:

$$n_3 = \frac{V}{\pi \cdot D_3}, \quad (4)$$

де D_3 – діаметр диска укладання насінин, м.

Кількість еластичних лопаток розподільного диска визначено з урахуванням виразів (4) і (1) за умови синхронізації роботи сівалки за залежністю:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot n_3 \cdot Z_1 \cdot D_3}{V}. \quad (5)$$

Підставляючи значення рівняння (2) у рівняння (3) отримаємо умову кінематичної рівноваги:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot D_3}{l}. \quad (6)$$

Для забезпечення синхронізації роботи сівалки згідно з її кінематичною схемою, необхідно узгодити передавальні відношення:

- 1) між прикаткуючим колесом і диском укладання насіння;
- 2) між приводним колесом і обертовим диском апарата видавання насіння.

Згідно з кінематичною схемою синхронізація роботи сівалки виконується такою схемою:

$$\frac{n_1}{n_3} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (7)$$

де i_1 – передавальне відношення ланцюгової передачі між приводним колесом і редуктором; i_2 – передавальне відношення редуктора; i_3 – передавальне відношення ланцюгової передачі від редуктора до приводних зірочок обертового диска апарата видавання насіння.

Підставляючи значення рівняння (5) і (6) у рівняння (7), отримаємо умову:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{l \cdot Z_1}. \quad (8)$$

Отже, для синхронізації роботи основних вузлів сівалки точного однострижкового висівання необхідно, щоб виконувалися умови (5), (6),

(7) і (8).

На рис. 2 представлено схему розміщення зернин на полі для однозерного висівання.

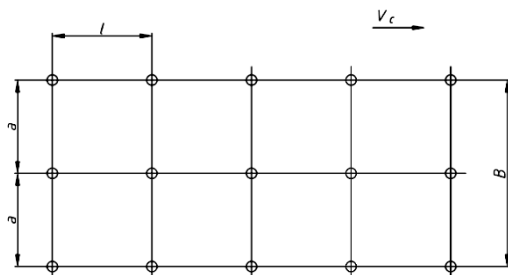


Рис. 2 – Схема розміщення зернин на полі за однозернинного висівання

Ширину смуги захоплення сівалкою визначено за залежністю

$$B = (m - 1)a . \quad (9)$$

Кількість насінин, що висівається за один оберт висівного диска 5, буде дорівнювати:

$$K = \frac{K_{ок}}{i} \quad (10)$$

де $K_{ок}$ – кількість насінин, що висіваються за один оберт приводного колеса одним апаратом; i – передавальне відношення від валика висівних апаратів до колеса.

Кількість насінин, що висівається висівним апаратом за один оберт приводного колеса сівалки, дорівнює:

$$K_{ок} = \frac{\pi D_1}{l \cdot (1 - \varepsilon)} , \quad (11)$$

де D_k – діаметр колеса, м; ε – коефіцієнт ковзання колеса по ґрунту.

Кількість “ $K_{ок}$ ” насінин, що висіваються висівним диском за один оберт залежить від кількості впадин, що вибирається із конструктивних міркувань.

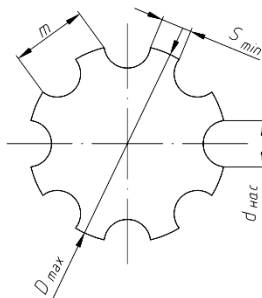


Рис. 3 – Розрахункова схема визначення конструктивних параметрів висівної диска апарата точного висівання

Продуктивність сівалки за однозернинного висівання насіння визначаємо за формулою:

$$Q = \frac{3,6 \cdot B \cdot V}{100} = 3,6 \cdot 10^{-2} \cdot B \cdot V, \text{ га/год.} \quad (12)$$

Зовнішній діаметр висівної диска визначено за аналітично формулою зубчастого колеса

$$D = 2m_z (n + 2), \quad (13)$$

де m_z – модуль зуба катушки, мм; n – кількість зубів катушки однозернового висівання.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Проведена конструкція апарата точного висіву насіння з синхронізацією операцій продуктивності подання насіння висівним апаратом і укладення зерен у борозну розподільчим диском.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів, конструктивних і технологічних параметрів.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин [Текст] / П.М. Василенко. – К. : УАСХН, 1960. – 289 с.

2. Басин В.С. Машины для точного посева промышленных культур : конструирование и расчет. [Текст] / В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорелый. К.: Техника, 1987. – 157 с.

3. Бойко А.І. Нові конструкції ґрунтообробних та посівних машин [Текст] / А.І. Бойко, М.О. Свірень, С.У. Шмант – К.: Техніка, 2003. – 204 с.

4. Морозов І.В. Технологічні і технічні основи удосконалення конструкції сошників зернових сівалок: Автореф. доктора технічних наук [Текст] / І.В. Морозов. – Харків, 2003. –19 с.

5. Tisdale S.L. Soil Fertility and Fertilizers / Tisdale S.L., Nelson W.L. and Beaton J.D. – NY. : Macmillian Publ. Co. New York. – 1985. – 163 p.

6. Дек. пат. на кор. модель № 79517 Україна, МПК А01С 7/04. Однозерновий апарат висівання насіння з точним розміщенням зерен в ґрунті / П.Ф. Павельчук, Р.І. Лотоцький, В.О. Дзюра, І.Б. Гевко, С.Г. Білик – № u201212040; заявник і власник патенту Павельчук П.Ф., Лотоцький Р.І., Дзюра В.О., Гевко І.Б., Білик С.Г.; заявл. 19.10.2013; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко
УДК 631.35:633.521

© В.О. Шейченко, д.т.н.,
ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;
І.О. Маринченко,
Дослідна станція луб'яних культур ІСГ Північного Сходу НААН

ДО ПИТАННЯ ОДЕРЖАННЯ ЛУБОВОЛОКНИСТОЇ СИРОВИНИ З ТЕХНІЧНИХ КОНОПЕЛЬ

Досліджено вплив робочих органів збиральних агрегатів на характеристики валка стебел конопель, як об'єкта подальшого збирання та одержання лубоволокнистої сировини. Проаналізовано вплив робочих органів збиральних агрегатів на зміну характеристики валку соломи в процесі збирання технічних конопель за новими технологіями. Важливим етапом досліджень є аналіз кутової орієнтації стебел в валку та висоти валка після впливу на нього робочих органів модернізованого катка. Встановлено, що використання чотириразового прикочування валка модернізованими катками дозволяє зменшити висоту валка більше, ніж у чотири рази.

ТЕХНІЧНІ КОНОПЛІ, ТЕХНОЛОГІЇ ЗБИРАННЯ, СОЛОМА, ЛУБ, СИРОВИНА

Постановка проблеми. Галузь коноплярства у нашій державі поступово відроджується. Збільшуються площі посіву, впроваджуються нові технології збирання. В сучасних технологіях вирощування технічних конопель технологічний процес збирання залишається досить затратним. Це вимагає постійного вдосконалення

виробничих процесів завдяки визначення впливу робочих органів збиральних агрегатів на кількісні та якісні показники кінцевого продукту: лубу або волокна [1–3, 6–9].

Впровадження нових підходів збирання посівів конопель відбувається із урахуванням загальних систем їх вирощування, стану ринку споживання продукції та базується на використанні сучасних потужних, високопродуктивних машин та агрегатів.

Підвищення ефективності коноплярства на сучасному етапі може бути досягнуто завдяки використанню відомих комплексів збиральних агрегатів, послідовному зменшенню негативного впливу їх робочих органів на сировину, що в свою чергу впливає на якісні та кількісні показники кінцевого продукту [4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Протягом останнього часу селекціонерами Дослідної станції луб'яних культур Інституту сільського господарства Північного Сходу НААН України (ДСЛК) створено близько десяти сортів ненаркотичних конопель, серед яких добре відомі в Україні та за її межами сорти ЮСО–31, Вікторія, Гляна та Ніка (табл. 1).

Таблиця 1– Сорти ненаркотичних конопель

Сорт	Вегетаційний період, доба	Висота стебел, см	Урожай соломи, т/га	Урожай насіння, т/га
ЮСО–31	115 – 120	220 – 250	7,0	0,8 – 1,0
Вікторія	115 – 120	220 – 250	7,0 – 7,5	1,0 – 1,3
Гляна	115 – 120	230 – 270	7,5 – 8,0	1,0 – 1,2
Ніка	130 – 135	280 – 300	9,5 – 11,5	0,8 – 0,7

Для комплексного вирішення питання збирання промислових конопель науковцями ДСЛК розроблено та впроваджено нові технології, які базуються на використанні сільськогосподарських машин загального призначення, що дає змогу механізувати процеси збирання і переробки.

Згідно із зазначеними технологіями збирання конопель розпочинається зрізуванням зернозбиральним комбайном насінневої частини стебла та одержанням насіння. Після зрізування та обмолочування насінневої частини, на полі залишаються стебла на корені, прикотковані колесами зернозбирального комбайна, а також ті, які обмолочено його молотаркою. У подальшому ці стебла скошуюють та формують у валки з метою одержання лубу або трести – сировини, з якої виробляють волокно.

У запропонованій технології збирання стебел конопель передбачено використання такої сільськогосподарської техніки: зернозбиральні комбайни, водоналивні котки, роторні граблі, рулонні прес-підбирачі. Такий підхід унеможливує використання ручної праці, що забезпечує підвищення якісних показників сировини в разі подальшого її використання у різних галузях господарювання.

Значна частина збиральних робіт відбувається в осінній період. Саме тому актуальним є питання оптимізації термінів проведення збиральних робіт завдяки дослідженню особливостей взаємодії сировини та робочих органів машин та агрегатів.

Мета дослідження – підвищити ефективність осіннього збирання промислових конопель, визначити вплив робочих органів збиральних агрегатів на рослинне середовище (придатність до збирання прес-підбирачами) та орієнтацію стебел у валку.

Результати дослідження. В разі досягнення стиглості 76,8 % збирання насінневих конопель здійснювали зернозбиральним комбайном Case-8010. Після реалізації цієї операції на полі залишилися стебла на корені, прикотковані колесами зернозбирального комбайна та обмолочені в його молотарці (табл. 2, рис. 1).



Рис. 1 – Стебла конопель після збирання зернозбиральним комбайном (осінній період)

Таблиця 2 – Характеристика стеблостою

№	Показник	Величина
1	Вага стебел, кг/м ²	0,8
2	Діаметр стебел, мм	7,1
3	Довжина стебел, мм	975
4	Вміст лубу, %	38,3
5	Міцність лубу, даН	29,9
6	Кількість стебел, шт./м ²	40-45

Згідно з розробленою технологією стебла скошували з формуванням валка жаткою ЖНР-4 з енергетичним засобом Е-302, при цьому одержували валок шириною 1,4 м, висотою до 45 см з хаотичним розташуванням стебел (табл. 3).

Таблиця 3 – Характеристика сформованого валка

Показники	Величина
Ширина валка, м	1,3–1,4
Висота валка, см	15–25
Розташування стебел у валку	хаотичне
Маса соломи, кг/м.п.	2,25

Відомо, що кут орієнтації стебел є одним із важливих показників, які характеризують валок [10–12]. Кутову орієнтацію стебел у стрічці визначали за кутом, який утворено лінією напрямку руху агрегату та стеблами коноплі (рис. 2).



Рис. 2 – Дослідження кутової орієнтації стебел коноплі

Результати досліджень розподілу стебел у сформованому валку соломи конопель за кутом орієнтації наведено на (рис. 3).

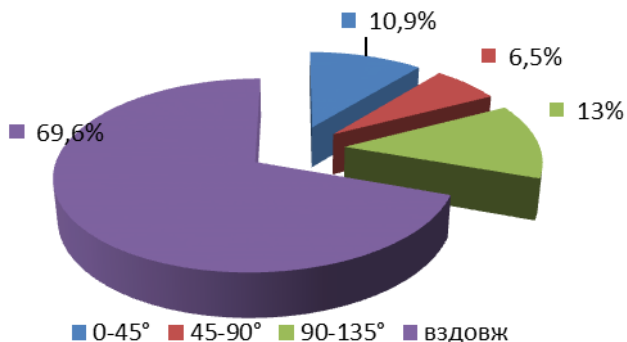


Рис. 3 – Розподіл стебел коноплі у сформованому валку за кутом орієнтації

За результатами досліджень кутової орієнтації стебел у процесі формування валка робочими органами жатки встановлено, що близько

70 % із них розташовуються по напрямку руху агрегату.

Відзначено, що показники, які характеризують валок (висота та кутова орієнтація стебел), суттєво впливають на проведення подальших операцій зі збирання стебел. На процес формування рулонних покровок значний вплив здійснює висота валка та кількість довгих незруйнованих стебел. Тому з метою забезпечення необхідних показників якості формування рулонних покровок із соломи конопель додатково проведено прикочування та руйнування стебел модернізованими співробітниками ДСЛК водоналивними катками. Завдяки ребрам, які розміщено на катках, здійснюється руйнування стебел та прикочування (зменшення висоти) валка (рис. 4).



Рис. 4 – Загальний вигляд модернізованого катка

Встановлено, що чотириразове прикочування валка модернізованими катками зменшує до 5 см його висоту (майже у чотири рази). Інтенсивне руйнування стебел, яке відбувається внаслідок впливу на них катків, забезпечує в подальшому проведення операцій формування рулонних покровок та приготування трести (рис. 5).

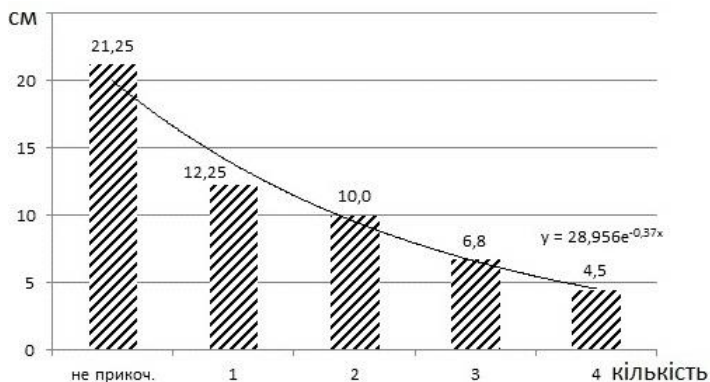


Рис. 5 – Вплив кількості прикочувань на зміну висоти валка

Висновки

1. Проведеними дослідженнями підтверджено техніко-технологічну доцільність застосування сільськогосподарських машин загального призначення у здійсненні збиральних технологічних операцій посівів конопель.

2. Встановлено, що стан та структура стебел конопель під час збирання постійно змінюються. Внаслідок хаотичного розміщення стебел у валку необхідно провести додаткову операцію їх проминання катками, що забезпечить підготовку маси для подальшого збирання прес-підбирачем.

Література

1. Мохер Ю.В. Актуальні проблеми відродження коноплярства в Україні / Ю.В. Мохер, В.Г. Баранник // Біологія, вирощування, зберігання та первинна переробка льону і конопель: зб. наук. пр. – Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2004. – Випуск 3. – С. 177–192.

2. Лінник М.К. Нові способи збирання конопель / М.К. Лінник, В.І. Макаєв, О.А. Примаков, І.О. Маринченко // Вісник аграрної науки. – Київ, 2010. – №5 (10). – С. 48–51.

3. Коноплі: монографія / [В.Г. Вировець, В.Г. Баранник, Р.Н. Гілязетдінов та ін.]; під ред. М.Д. Мигаля, В.М. Кабанця. – Суми: Видавничий будинок “Еллада”, 2011. – 384 с.

4. Довідник конопляра / В.Г. Вировець, Р.Н. Гілязетдінов, П.А. Голобородько, Л.М. Жуплатова, К.Я. Коротя, В.Н. Ляшко та ін. / За ред. Голобородька П.А. – К.: Урожай, 1994. – 80 с.

5. Пат. № 48977 Україна, МПК А01D91/00 Спосіб збирання та збагачення конопляної трести / Примаков О.А., Голобородько П.А., Макаєв В.І., Рябченко О.П., Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н., Довгополий О.М.; ІЛК НААН. – № u200911101; заявл. 02.11.2009; опубл. 12.04.2010; Бюл. № 7. – 5 с.

6. Шейченко В.О., Хайліс Г.А. Теорія і розрахунок апаратів для підбирання та обертання: Монографія. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2014. – 240 с.

7. Толстущко Н. А., Хайліс Г.А., Шейченко В.А., Перов Г.А. Определение параметров прессовальной камеры переменного объема рулонного пресс-подборщика // Техника в сельском хозяйстве. – №3. – 2014, С. 4–8.

8. Хайліс Г.А. Про підтягування стеблової стрічки льону по землі при її підбиранні / Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Вип. 19. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2009. – С. 182–188.

9. Примаков О.А. Використання зернозбиральних комбайнів для збирання насінневих конопель / О.А. Примаков, В.І. Макаєв, П.В. Лук'яненко, О.П. Рябченко // Механізація та електрифікація сільського господарства: зб. наук. ст. – Вип. 93. – Глеваха, 2009. – С. 469–476.

10. Шейченко В.О. Льонозбиральна техніка: проблеми та перспективи розвитку / В.О.Шейченко // Вісник аграрної науки. – №5. – 2010. – С. 27–32.

11. Примаков О.А. Розробка елементів технології збирання конопель сільськогосподарськими машинами загального призначення / О.А. Примаков // Інноваційні напрямки в селекції, генетиці, технології вирощування, збирання, переробки і стандартизації технічних культур: матеріали наук.-техн. конф. молодих вчених: зб. наук. пр. – Суми: Нотebene, 2009. – С. 29–32.

12. Примаков О.А. Про приготування конопляної трести без застосування спеціальних машин / О.А. Примаков, В.І. Макаєв // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 19. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 143–148.

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

Y. Bulik, I. Pavlova, I. Ilyushyk. The experimental studies of the dynamics of the process of excavation sapropel with the grab

This article is devoted to experimental studies of tearing force from sapropel deposits during their excavation, which causes additional dynamic forces that need

to be taken into account when calculating the cable accessories and other key elements of the cableway installation.

Experimental studies were carried out on the lake Syneve located in Volyn region. In this field, the extraction of the sapropel is carried out with use of an excavator on a pontoon equipped with grab.

For the study of the dynamic loads applied universal measuring system based on a laptop computer, provides a comprehensive study of complex mechanical structures under real operating conditions.

The research results can be used to further refine the existing and development of new mathematical models of suspension cable systems.

- / -

Ю.В. Булик, И.А. Павлова, И.Н. Илюшик. Экспериментальные исследования динамики процесса экскавации сапропеля грейфером

В статье представлены результаты экспериментальных исследований динамики процесса экскавации сапропелей грейфером с применением универсальной измерительной системы.

I. Gevco, A. Dragan, Y. Tarasyk. Technological prerequisites of calculation of instruments for forming of spiral crimped working organs

In the structure of agricultural engineering technology important element of the research and development of advanced technological processes is shaping spiral corrugated operative bodies that have been widely used in mixers, heat exchangers, machines for borbotation free of abrasives, grinding, moisture, etc. Increased requirements for design and technological parameters of quality, reliability and durability, increasing their functionality require in-depth analysis of existing technologies of production and development on this basis of scientifically based theoretical and experimental developments for their successful design and manufacturing.

The design procedure of molding tools for manufacturing spiral corrugated business of agricultural machines specified corrugated profile. Analytical dependences to determine the design parameters of molding tools corrugated spiral work of farm machinery.

Justification of geometrical parameters of shaping wheels with special profile teeth, depending on the size and profile of corrugated spur and bevel wheels was presented. The table shows the parameters tooth bevel wheels with teeth special section for their production on flow forming machine. During experimental studies carried screw manufacturing corrugated blanks thickness 0.5 ... 3 mm, width 10 ... 80 mm of steel St3 and St08KM aluminum and copper alloys. This experimental study confirmed the coiling spiral corrugated blanks with a relative height of 15 ... 25 or more – this ratio width of the piece to its thickness.

- / -

И.Б. Гевко, А.П. Драган, Ю.М. Трасюк. Технологические предпосылки расчета инструментов для формирования винтовых гофрированных рабочих органов

Приведено методику расчета формовочных инструментов для изготовления винтовых гофрированных рабочих органов сельскохозяйственных машин заданного профиля гофр. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных параметров формовочных инструментов гофр винтовых рабочих

S. Heruk, A. Dovbysh. Features construction tubular conveyors

There are tubular rope scraper conveyors, that moving bulk materials in the guide tubes with different configurations, and characterized by limited functionality because only performs transport functions. Therefore, an important area for further development of these transporters are expanding their functionality and operational performance through a combination of mixing and simultaneously moving components of dry feed mixtures in a single technological process immediately before the distribution to animals.

The tubular conveyor - is a kind of scraper conveyor. The main advantage of flexible rope conveyors are: the ability to move the hot, soapy type, piecewise cargos with large track angles and even in the vertical direction; work in more difficult conditions.

The analysis of new types of flexible tubular scraper conveyors with a rope pulling bodies that transport bulk materials in agriculture by curved tracks and belong to the eco-friendly types of transport was conducted. Analytical dependencies for determining performance and design parameters are present.

As grooves for scrapers use steel and synthetic tube with thickness 1.8; 2; 2.2; 2.5; 3 mm. Conveyors transporting tracks can be placed in the same plane or in space. To reduce transporting resistance in areas that are at right angles, mounting rotary blocks or bend tube in radius for more than four – five transporting tube diameters, with a tube diameter 45..100 mm. Scraper diameter choose to 2..3 mm smaller than the tube diameter. The rate of cargo transport taking 0.1..0.4 m/s, sometimes under favorable conditions and low friction coefficient to 0.8 m/s. Analyzing depending for particular operative conditions evaluate the nature of the rope moving changes and its tension during operation and justify the parameters and operation modes of the conveyor with a flexible traction element.

- / -

С.М. Герук, А.П. Довбыш. Особенности конструкций трубчатых конвейеров

Приведен анализ новых типов трубчатых скребковых гибких конвейеров с канатным тяговыми органами, осуществляющими транспортировку сыпучих материалов в агропромышленном комплексе по криволинейным трассам и относятся к экологически чистому виду транспорта. Представлены аналитические зависимости для определения производительности и конструктивных параметров.

I. Holovachuk. State investigation of elastic flax

Quite an important issue in the process is to minimize the taking of damaged stems and lengthy strip of linen. Therefore, investigation of the elastic properties of flax stems under the influence of external factors is a very important task. On the stem in the taking of the interaction of working bodies of Flax machines are forces that cause deformation of the stem. As a result, the stem can be derived out of balance, and this in turn can lead to a breakdown of the tape and stretch linen. Therefore, the study of these processes is an important issue. Consider the stem as mechanically simple system consisting of several parts connected by elastic joints. To investigate the stability analyze several key distribution schemes the forces

acting on the stem. In the study of equilibrium stems, located between accomplices we need to take into account the forces acting on the part divider bars and pinched in the ground. Also note that the applied load is static.

After some calculations, we can conclude that for the same external forces are applied and under the same conditions fastening elastic. In the considered mechanical system have not been considered an initial angle of the axis of the stem. In a real system is often different angle from the vertical position. This is caused by the workflow in the process of stems in stripes. Also in this article we find the equilibrium point, located at the initial position. Using linear equations can set the equilibrium point of the system related with the initial state.

So the stem can be represented as an elastic system. For more accurate reflection of the real system, the stem is divided into an arbitrary number of branches. Using a system with multiple links, possible more accurately describe the behavior of the stems under the action of external forces.

- / -

И.П. Головачук. Исследования упругого состояния льна

Немаловажным вопросом в процессе теребления является минимизация поврежденности стеблей и растянутость ленты льна. В статье стебель предлагается рассматривать как многозвенную систему с упругими шарнирами. Это позволяет смоделировать поведение стебля под действием внешних сил.

V. Dunja. Technical-economic justification for the use of rotating bushings in drill conductors

Modern realities of the market economy in a competitive environment require constant modernization and expansion of the existing range of products and applications in technological processes of universal devices, including conductors and multi-head, which will help improve quality, reduce cost of production flexible and fast reset on different sizes of machine parts.

The presented design of the device for research of wear sleeves of conductors drilling equipment and drill with constant of bushings and sleeves conductors made in the form of angular contact bearings, which enhances operational reliability and durability of the conductors. Analytical dependences processes of conductors surface wear sleeves on the design preferences and interaction of drilling and conductors sleeve. The introduction of improved design was economically justified. On the base of case studies built graphics depending on wearing of conducted sleeves. The graphics depending of wear of conducted sleeves were built on the base of practical research.

- / -

В.И. Дыня. Технико-экономическое обоснование использования вращающихся втулок в сверлильных кондукторах

Представленная конструкция устройства для исследования процесса износа кондукторных втулок сверлильных устройств и сверл с постоянными кондукторными втулками и кондукторными втулками выполненными в виде радиально-упорных подшипников, которое обеспечивает повышение

эксплуатационной надежности и долговечности кондукторов. Выведены аналитические зависимости процессов износа поверхности кондукторных втулок от конструктивных параметров и параметров взаимодействия системы сверления и кондукторной втулки. Экономически обоснованно внедрение усовершенствованной конструкции.

I. Dudarev, S. Goliachuk. Analysis of constructions of dryers of friable materials
Features designs of dryers of friable materials are considered in the article. Analysis of design parameters of dryers are considered in the article. Drying of plant material is an energy intensive process. Reduce the cost of the process can be through the effective using of the drying agent and increasing productivity of dryers. This is achieved by improving existing and developing new models of drying technique also grounding design and process parameters. Analysis of factors which influence on process of drying is carried out by scientists. Physical, mechanical and aerodynamic properties of the plant material as an object of drying are investigated by scientists. Energy-saving methods and modes of drying of friable materials are proved by scientists. The design of dryers which implement these methods and modes are proposed by scientists. These dryers provide a reduction in power consumption and shortening the drying process. The special features designs of dryers that affect the drying process include: screws and spiral which activate the drying process; method of ventilation friable materials; amount of material in the drying chamber; state of the material during drying (mobile, fixed); the ability to control the drying. Dryer of flax seeds which base on the analysis of constructions of dryers of friable materials is proposed in the article. Dryer has a low metal content. Dryer is energy efficient. Dryer provides high-quality and uniform drying of flax seeds and flax capsule.

- / -

И.Н. Дударев, С.Е. Голячук. Анализ конструкций сушилок для сыпучих материалов
В статье рассмотрены особенности конструкций сушилок для сыпучих материалов и проведен их анализ с помощью конструктивных параметров. На основе проведенного анализа предложена конструкция сушилка для льновороха.

A. Kobets, M. Naumenko, N. Ponomarenko. Justification of the centrifugal fertilizer spreader

Describe the structure of the working body for the dispersion of granulated mineral fertilizers.

The ground of construction of working organ is resulted for dispersion of mineral granular fertilizers.

The mathematical model of motion of particle is considered taking into account the resistance (pressure) of the environment.

The construction of the centrifugal throwing about of mineral fertilizers is offered. Distinctive feature – the eventual distributing of granules on the surface of the field is carried out superpozicией of four different streams, going down from the surface of disk shoulder-blade.

Conducted field researches of predlozhenogo standard of centrobezhnogo disk of throwing about of mineral fertilizers. Quality of the superficial bringing of fertilizers of different doses is certain. The comparative analysis of quality of bringing the serial and developed throwing about is done.

- / -

А.С. Кобец, Н.Н. Науменко, Н.О. Пономаренко. Обоснование конструкции центробежного разбрасывателя минеральных удобрений

Предложить роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

Полученные формулы позволяют определять абсолютную скорость вылета тучков с диска и угол вылета, которые необходимы для определения ширины захвата рассеивателя. На основе анализа движения материальной частицы по лопасти центробежного рабочего органа вдоль направляющего ребра обоснованы конструкционные характеристики четырехлопастного разбрасывателя.

Выведены достаточно простые для инженерного применения формулы, дающие возможность обосновывать конструкцию дискового рассеивателя удобрений, который гарантированно улучшает рассеивание.

M. Kovalev, V. Zubzov, I. Minevich, L. Osipova, N. Tolstushko. The use of infrared radiation to improve the quality of flax seed

The results of studies of the effect of IR-processing flax seeds on the activity of oxidative enzymes. It was shown that moisture flax seed after steaming to infrared radiation to a large extent affect the activity of the oxidizing enzymes, particularly lipase. As a way of dampening flax seed used steaming. This is due to the peculiarities of the component composition of the raw material. Flax seeds contain substantial amounts of readily soluble in water mucilages. In this regard, humidification seeds at room temperature leads to a rapid swelling of slime on the surface of seeds, which complicates their further processing. In this process has also involved the water-soluble protein fraction, resulting in possible loss of protein and reduced nutritional value of feed. Proved optimal modes of short-term high-temperature IR processing flax seed, which produces stabilized seeds with minimal activity of oxidative enzymes stored protein-lipid composition, improved organoleptic properties and high volume. On the basis of studies have substantiated the optimum technological conditions of preparing stabilized flax seed with minimal activity of oxidative enzymes, improved organoleptic properties and high volume. Micronized flax seeds with a high content of essential food ingredients are biologically active raw materials for the food industry.

- / -

М.М. Ковальов, В.А. Зубцов, І.Е. Міневич, Л.Л. Осіпова, Н.О. Толстушко.

Застосування ік-опромінення для підвищення якості насіння льону

Наведено результати дослідження впливу ік-обробки насіння льону на активність їх окислювальних ферментів. Розглянуто механізм дії інфрачервоного випромінювання на рослину сировину. Обґрунтовано оптимальні режими ік-обробки насіння льону.

Yu. Kozelko, M. Ysenko, V. Vladut. Define of kinematic parameters of potato-planter

The paper proved that the area of agriculture in Ukraine is not quite flat, as there are lands that are located on hills and even on steep slopes. To ensure a quality work in conditions of unequal relief the existing machines to work in plain

conditions are not suitable and therefore they must either convert or equip with additional devices to work in these external conditions. Disadvantages of flat machines begin to appear already on the slopes of 3°-5°. If on agricultural operations related to solid tillage (without the presence of plants) the demerits of these machines do not lead to catastrophic consequences, on the operations related with plants (seeding, planting, harvesting etc.) these demerits may cause damage to plants and significant yield loss.

For quality work of potato-planters is very important in this aspect to ensure the accuracy of the kinematic parameters, which in turn ensure the accuracy of technical parameters and agronomic parameters, such as the exact location of potatoes in a ring-scoop without loss of potatoes from this scoop, releasing the potatoes from the scoop in time, straight trajectory of potatoes falling and, therefore, a direct hit to the bottom of the furrow that is made by coulter, any potatoes missing in a row, any injury of potatoes. The accuracy of kinematic parameters is important at all stages of potato-planters work by transport potatoes from the bunker (after its catching by ring-scoop) to the coulter.

The least negative facts at work in difficult environmental conditions occur when compact equipment is using, including small potato-planters.

In the article the trajectories of absolute motion of characteristic point of potato-planters apparatus at all work stages and duration of these stages in time are defined.

- / -

Ю. И. Козелко, М. В. Усенко, В. Владут. Определение кинематических параметров машины для высевания картофеля

В данной статье выделены конструктивные особенности конвейерного картофелепосадочного аппарата. Определена траектория абсолютного движения характерной точки аппарата на всех стадиях работы и продолжительность данных стадий по времени.

A. Melnik, S. Synii, M. Vargolyak, A. Melnik, S. Yukhymchuk. Digital simulation the working parts of the microrelief by Chebyshev polynomials

In the paper the mathematical solution of interpretation results of experimental researches of wear surfaces and fractures of working parts of agricultural machinery. However, the simulation of micro relief digital model of working parts by Chebyshev's orthogonal polynomials is performed with obtained by scanning electron microscopy experimental topographical data of destruction surfaces.

Is possible to make estimation and analysis of spatial quantitative parameters of micro surfaces of materials of parts and machinery on the results of SEM stereo photogrammetric study of fracture surfaces. An integral part of such research is a simulation of a digital model micro relief, as a condition of high-precision digital reproduction SEM images. Obtained results thus directly affect the objectivity of the conclusions about the causes and mechanisms of destruction.

Proposed mathematical approach to modeling of digital model of micro relief by approximations of Chebyshev's orthogonal polynomials allows to specify spatial quantitative parameters SEM images of solids micro surfaces. The results will be useful for the analysis of wear and fracture of metal working parts, and

therefore - to reduce wear and fractures details.

Today, in the construction of agricultural machinery substantially prevails application of the metal parts. Consideration of revised data SEM images of surface topography allows to improve:

- Reliability and efficiency of metal working parts and performed by them technological processes;

- The effectiveness of the adoption of a wide range of technical solutions from materials science, engineering, technology, of processing of agricultural products in the stages from design to exploitation design (in the composition and structure, tribological properties of materials, layout schemes of working and construction of machines in general, structural and kinematic schemes of machines; processing of agricultural products in saving mode, etc.)

- / -

Ю. А. Мельник, С. В. Синий, М. Я. Варголяк, О. В. Мельник, С. Ф. Юхимчук. Цифровое моделирование микрорельефа рабочих органов полиномами Чебышева

В статье изложено математическое решение интерпретации результатов экспериментальных исследований поверхностей износа и изломов деталей рабочих органов сельскохозяйственной техники. При этом, по полученных из растровых электронных микроскопов экспериментальных данных топографии поверхностей разрушения осуществляется моделирование цифровой модели микрорельефа деталей путем аппроксимирования ортогональными полиномами Чебышева. Полученные результаты предназначены для уменьшения износа и изломов деталей, повышения надежности и эффективности металлических рабочих органов и выполняемых ими технологических процессов.

I. Minevich, L. Osipova, V. Zubzov, N. Tolstushko. The study of the extraction process of polysaccharides and protein from linseed cake

The possibility of sequential extraction of polysaccharides and protein of linseed meal. The influence of parameters such extraction as hydronic, time, ionic strength, on the yield of polysaccharides and protein, and the optimal conditions. It is known that in aqueous media polysaccharides mucus compete with proteins for output in the extraction solution. Thus there is a complex coacervation, namely concentrations of macromolecular components in the same phase. Complex coacervation is a result of the weak non-specific interactions of attraction between biopolymers in an aqueous medium. It comprises the steps of formation of soluble and insoluble protein-polysaccharide complexes, and merge them into the liquid phase. Value pH plays a decisive role in the formation of complexes of proteins and polysaccharides due to influence the degree of ionization of functional groups. The efficiency of the extraction process of the protein from the oil seed is dependent on the ionic strength of the salt solution. By increasing the ionic strength of the salt solution is the extraction of protein from oilseeds first increases until it reaches a maximum value. The subsequent increase in ionic strength of the salt solution does not lead to a significant increase in total soluble protein. Shown to increase the efficiency of protein extraction with preliminary removal of mucus from linseed cake. The optimal process parameters are consistent extraction of polysaccharides and protein from the flax meal.

- / -

I.E. Міневич, Л.Л. Осінова, В.А. Зубцов, Н.О. Толстушко. Дослідження процесу екстракції полісахаридів і білка з льняної макухи

Показана можливість послідовної екстракції полісахаридів і білка з льняної макухи. Вивчено вплив таких параметрів екстракції, як гідромодуль, час, іонна сила, на вихід полісахаридів і білка та визначено оптимальні умови. Показано збільшення ефективності екстракції білка при попередньому видаленні слизей з льняної макухи.

S. Polyashenko, O Rolyak, Y Tsykalyuk. Effect of speed canvas transporter beet harvesting machine damage and dispersion of sugar beet roots

Reduced damage to sugar beet during collection is important. To analyze the process of unloading conveyor root crops was established mathematical model of the movement of sugar beet on conveyor. Analytically determined the trajectory of root crops in the separation of fabric conveyor using the equations of motion of sugar beet in the separation of the fabric belt. A graphical representation of the flight range of unit root crops from the linear web speed of the conveyor while unloading them.. The effect of the linear velocity of the conveyor on the web sieving heap of sugar beet roots. Graphically depicts the dependence of the flight range of root crops on their diameter. Graphically presents the empirical diameter distribution of sugar beet roots. The dependence of the density distribution of the flight range of sugar beet at different linear web speed of the conveyor. Theoretical data were checked experimentally with the construction and analysis of plots. The theoretical values of the flight range of root crops and experimental data the mean flight distance of roots close in value. Flight range of sugar beet with a load conveyor depends on the parameters of the conveyor and the diameters of roots and is a random variable distributed according to the normal law. Increasing the linear velocity of the conveyor web more than 1.0 m / s, lead to an increase in sieving Root and Root percent damage if dropped to the bottom of the vehicle.

- / -

С.А. Поляшенко, А.А. Роляк, Ю.А. Цикалюк. Влияние скорости полотна транспортера свеклоуборочных машин на повреждение и рассеивание корнеплодов сахарной свеклы

Определена плотность распределения дальности полета корнеплодов сахарной свеклы при различных линейных скоростях полотна транспортера.

V. Satsyuk, N. Tolstushko. Investigation of the process of planting potatoes are planted stretcher chain-machine

Planting potatoes important and difficult part of the process of growing, which depends on the performance of productivity. To solve the task of increasing the yield of potatoes should resolve the issue uniform distribution of tubers at planting. Uniformity of distribution deviates from tubers agronomic requirements due to the imperfection of kartoplesadzhelok. By increasing productivity kartoplesadzhelok achieve even distribution of bubbles can decrease damage spaces and tubers.

The complexity and randomness of the process of capture potato tubers are planted stretcher chain-unit can not fully determine the optimum operating conditions potato analytically. It is therefore necessary to conduct laboratory-

production unit research mathematical method of experiment planning.

This article describes the planting scheme machine. The paper contains a table of factors and levels of variation. Regression equations describing skipping potatoes spoon the planting machine. The surface of the response. The analysis of the results all the studied factors have a significant impact on the number of absences tubers spoons the planting machine.

- / -

В.В. Сацюк, Н.Н. Толстушко. Исследование процесса посадки картофеля цепочно-ложечным высаживающим аппаратом

В статье описано функциональную схему модернизированного высаживающего аппарата. Приведены результаты исследования влияния кинематических параметров аппарата и высоты слоя клубней на количество пропусков клубнями ложечек высаживающего аппарата.

N. Tolstushko, S. Yukhymchuk, N. Tolstushko, V. Martynyuk, V. Satsyuk.
Investigation of the effect of impact velocity on the stem and stem density tape on her prolixity

In this article the definition depends decrease relative stem stretch tape speed of effort on the stems and density tape. By the dependence defines the number of blows to the roots stems ribbons of trimming. In modern terms linen in Ukraine is preparing to households was in films formed flax harvesting. Available flax harvesting devices do not qualitatively the formation tape on the stems. Spread out their tapes have high value relative stretch and warp stems and are uneven in thickness and contain gaps. So important is improving the quality of the tape spreading stems flax harvesting. This can be achieved through trimming ribbon stems during its spreading. Therefore there is a need to design and substantiation of parameters and mode of operation of the device combine to simultaneously trimming and spreading tape stalks of flax. To study the parameters of this unit should carry out a series of experiments. Analysis of recent research and publications indicates that little attention is given to the relative decrease depending stem stretch tape speed of effort on the stems and density tape. The aim – to establish the dependence of the relative reduction in stem stretch tape speed of effort on the stems and density tape. Measurements were absolute stretch to within one millimeter.

- / -

Н.Н. Толстушко, С.Ф. Юхимчук, Н.А. Толстушко,

В.Л. Мартинюк, В.В. Сацюк. Исследование влияния скорости удара по стеблям и плотности стеблевой ленты на ее растянутость

В статье приведено определение зависимости уменьшения относительной растянутости стеблевой ленты от скорости удара по стеблям и плотности ленты. По полученной зависимости определено количество ударов по корням стеблей ленты для ее подравнивания.

N. Tolstushko. Justification of the main parameters of the working bodies of the bale chamber round baler tape flax

The article presents the main parameters for the study of variable volume bale chamber round baler belts flax. According to the obtained dependences defined values of these parameters. Flax harvesting equipment used baling bale chamber

with variable volume. In such bale chamber is insufficient seal the outer layers of the tape roll flax stems compared with internal, leading to significant non-uniformity of the density distribution in the cross section of the roll. Often there is a failure of endless belts due to their tensile strength with increasing tension to seal the outer layers of stems in ribbon roll. Spread this movement leads to mix-up, twisting and damage stems violation of parallelism between a roll, which negatively affects its quality. So important is the task of improving the quality of forming rolls of ribbon stalks of flax on the basis of improving the bale chamber of variable volume pick-up and study parameters and modes of operation of its business. Analysis of recent research and publications indicates that little attention is paid to improving bale chamber of variable volume baling flax harvesting and substantiation of the main working parameters of these cameras. The aim – to prove the basic parameters of the job variable volume bale chamber round baler belts flax. Given the dependencies defined parameters other working bodies of variable volume bale chamber round baler belts flax.

- / -

Н.А. Толстушко. Обоснование основных параметров рабочих органов прессовальной камеры рулонного пресс-подборщика ленты льна

В статье приведено обоснование основных параметров рабочих органов прессовальной камеры переменного объема рулонного пресс-подборщика ленты льна. По полученным зависимостям определены значения этих параметров.

N. Tolstushko, V. Penkalya, N. Vrzheshch, N. Tolstushko. Prospects for cultivation and the advantages of using energy vines in Ukraine

In this article the prospects of growth and the benefits of using energy willow in Ukraine. The features of growing, harvesting and technology listed some characteristics given energy willow. Energy crops – are plants that are grown specifically to be used directly as fuel or to produce biofuels. The collected biomass is used for heat and electricity, can be the raw material for the production of solid biofuels like pellets and briquettes. Among all the power plants in the world today is willow used worldwide as a major energy crops for the production of solid fuel. The greatest experience of producing and growing with countries such as Sweden, England, Ireland, Poland, Denmark. In Ukraine, despite the large number of idle agricultural lands, industrial planting energy crops is still not enough. The introduction of modern technologies in harvesting energy willow farms Ukraine will increase the production of solid biofuels will be the impetus for the development of renewable energy in the state. In our opinion, to spread roll assembly technology of energy crops, but primarily willow, it is advisable to create a universal baling with replaceable working bodies, which would have high functional performance in the collection of various plant materials. And just to round baler for small farms in conversion could be a combination of various working bodies, and the design allows the machine to change their settings and modes. For example, set the cutting or lifting apparatus and bale chamber can be variable or constant volume.

- / -

Н.А. Толстушко, В.Е. Пенкаля, Н.В. Вржещ, Н.Н. Толстушко. Перспективы выращивания и преимущества использования энергетической лозы в Украине

В статье приведены перспективы выращивания и преимущества использования энергетической лозы в Украине. Раскрыты особенности выращивания, перечислены технологии уборки и дано отдельные характеристики энергетической лозы.

I. Flonts. The calculation of economic efficiency of the developed transporter–separator

Developing and improving the design of agricultural machinery should be realized with consider the rheological properties of the environment which directly interact with working organs. This position is particularly important for root crop machinery as diggers go deep into the soil up to 300 mm and cleaners served with root vegetables dug a large amount of soil that needs to be separated, ensuring minimal damage to the body sugar beets.

Working environment or system "soil - root" consists of the soil, accidentally placed in it roots and formed during their growth compacted areas. In recent creation is accompanied by an increase in strain to a size determined by the growth cone body root. This leads to large deformations of the soil, contributing to its significant and uneven compacted around the roots, where concentric cracks of various sizes arises.

In this thesis, the method of conducting of technical and economic substantiation using separator conveyor is designed. Dependences for determining the economic effects of the proposed design machines that provided a decrease in loss of roots during digging, damage and size separation of soil are derived.

- / -

И.В. Фльонц. Расчет экономической эффективности разработанного транспортера-сепаратора

Разработана методика проведения технико-экономического обоснования использование транспортера-сепаратора. Выведены зависимости для определения экономического эффекта предлагаемой конструкции машины, обеспечивающегося уменьшением потерь корнеплодов при выкапывании, их повреждению и величины сепарации почвы.

G. Haylis, N. Tolstushko, I. Tsyz, N. Tolstushko, L. Talah, Y. Fedorus. Analysis of the rolling wheels of vehicles for agricultural purposes

The article describes the forces acting on the wheel as it moves to the base at different angles. Determined resistance force wheels, as well as the speed and path of movement of its axis. Vehicles on wheels are widely used in practice. Rolling of these wheels on the base investigated by many authors, but a number of issues of the wheels studied enough. Thus, insufficient study of the motion of the wheels on the base, which is committed to the inclined plane at different angles. By rolling wheels on the bottom have been many studies, however, the forces acting on the wheel at a different angle of inclination of the base, insufficiently studied. The purpose of the

study - an analysis of the forces acting on the wheel as they move along the inclined plane at different angles.

Rolling wheels on the bottom of the meeting points of the wheels and the base may have no relative motion. Such a motion is pure rolling. An example is the pure rolling wheel rolling on a fixed plane. Displaying rolling rigid wheels on a horizontal stationary base by a driving force. The wheel is pressed against the substrate under the action of vertical force passing through its center, and rotates around the axis with an angular velocity.

Considered rolling wheels on the ground, which may be a paved road, the soil or other type of road, and the inclination angle to the horizontal may be equal to or greater than zero or less than zero. The studies were obtained laws of motion of two-wheeled carts for uniform and non-uniform motion of the wheels and set the impact forces on the nature of the movement of carriages.

- / -

**Г.А. Хайліс, М.М. Толстушко, І.Є. Цизь, Н.О. Толстушко, Л.О. Талах,
Ю.В. Федорусь. Аналіз кочення коліс транспортних засобів
сільськогосподарського призначення**

У статті розглянуті сили, діючі на колесо при його русі на опорній поверхні під різним кутом. Визначено сили опору руху колеса, а також швидкості і переміщення його осі.

G. Haylis, N. Tolstushko, I. Tsyz, N. Tolstushko, L. Talah, M. Grushetska. Rolling resistance of a four wheel trailer truck on the reference plane

The article considers the rolling wheels of the transport trailer truck on a four-plane at different angle of inclination. The wheels are widely used in the national economy, especially in agriculture. Rolling of these wheels on the reference plane is studied by many researchers, but a number of questions of their work is considered insufficient. Thus, insufficient study of the motion of four-carts and their resistance to rolling on inclined roads at different angles of inclination. These issues present paper is devoted.

The purpose of the study – to analyze the forces acting on a four-wheeled trolley for different angles of inclination, and to determine the resistance to draw carts. Consider the forces acting on one wheel moving on a horizontal surface. Such a tire is shown in Figure. We believe that this makes a pure rolling wheel, that is the point at the bottom of the wheel is not moving relative to the reference plane. The wheel presses onto the plane by gravity and slides by the driving force, making the rotation with a certain angular velocity. In the zone of contact between the wheel and the wheel plane and the plane is somewhat deformed, this creates a pressure on them. Defined force which is required to move the truck to the right and upward in uniform motion.

The calculations uniform displacement four-carts loaded with the right and up, as well as the right and down the dependences of the force necessary to move each of the trolley from the weight on each axle truck, the angle of inclination angle and rolling.

- / -

Г.А. Хайліс, М.М. Толстушко, І.Є. Цизь, Н.О. Толстушко, Л.О. Талах, М.Г. Грушецька. Опір коченню коліс причіпного чотирьохколісного візка по опорній площині

У статті розглянуто кочення коліс причіпного транспортного чотирьохколісного візка по площині при різному куті її нахилу. Визначені сили, які діють на візок.

G. Haylis, A. Harchuk, N. Tolstushko, N. Tolstushko. On cross-transporting machines in flax stalks on the spreading

The article analyzes the process of conveying the stalks of flax flax machine. When working flax harvesters many stalks during their transport in the transverse direction can slide down a certain distance, because of what is possible a significant shift of one relative to the other stems, and as a result in the formation of packages (rolls, bundles) they receive more stretched. To reduce this prolixity is necessary to reduce the above-mentioned shift stems. This question is not sufficiently investigated. Below we consider ways to reduce the shift stems in transverse transporting them in flax machines. The purpose of the study – an analysis of flax stalks transportation vehicle in the transverse direction with a view to spreading of the field. In the area of transport in the cross-machine flax stem rests on the fixed plates and guide rods belonging to different sections and transported by conveyor chains fingers in a perpendicular direction to the exit of the cross conveyor and the stripping of the machine. In this stem is slightly shifted to the right and down.

Consider the forces acting on the stem. On each stem the force of gravity, it is applied at the center of mass of the stem and acts downward; In addition, the stem acting reaction force from the abutment surfaces of the section directed in the opposite direction. The driving forces acting on the stem side of fingers cross conveyor.

To improve transportation transversely flax stalks of flax machine to the spreading of the ground necessary that the angle of inclination of the input device of the machine to the ground was within the range specified in the inequality. Ways of improving the transportation machine flax stalks laterally with a view to spreading of the field.

- / -

Г.А. Хайліс, О.С. Харчук, М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко. Про поперечне транспортування в льонозбиральних машинах стебел на розстилання

У статті проаналізовано процес транспортування вибраних льонобралкою стебел. Розглянуто шляхи поліпшення транспортування вибраних льонобралкою стебел в поперечному напрямку з метою їх розстилання на полі.

R. Khlopetskyi, M. Polishchuk, V. Didukh. Investigation of the recovery of lake sapropel from under a layer of water and its use in the production of organic fertilizers

The article suggests extracting module lacustrine sapropel for the development of a middle layer of lacustrine sapropel with minimum energy consumption and impact on the ecosystem of the pond. It helps to reduce negative impact on the ecosystem of the pond due to the lack of mixing water, elohenu and the

middle layer of sapropel a minimum rotational speed of fence cutters, and also reduces the total energy consumption for operation of the extraction module, since the process of cutting blades fence cutters creates a force to move the mining module. The scheme and the principle of its operation, the technological parameters fence cutters.

The proposed method of extraction of lake sapropel from under a layer of water ensures the continuity of the production process, partial dehydration of the extracted material and the versatility of use of the power plant as to drive the extraction module is used mounted on the pontoon tractor for General purposes.

One of the directions of industrial preparation of organic compost, which is proposed in the article can be layered bookmarks in silage trench straw cutting and lacustrine sapropel natural moisture. On the basis of the conducted research are offered geometrical parameters of silage trenches for laying compost in the production environment.

- / -

Р.А. Хлопецкий, Н.Н. Полищук, В.Ф. Дидух. Исследование добычи озерного сапропеля из-под слоя воды и его использование при производстве органических удобрений

В статье предложен новый добывающий модуль озерных сапропелей, приведена схема и принцип его работы, технологические параметры заборной фрезы, а также способ приготовления органического биоудобрения на основе сапропеля естественного состояния.

V. Khmelevskiy, M. Ikalchyk. Specific research energy intensity improvements scraper installation with quality work

The article deals with improving the quality of manure under loose-cubicles content of cattle and reduce energy costs by developing the design scraper unit with the front work surface in the form of blade scrapers.

Comparative analysis of existing technologies and machinery, domestic and foreign production, for manure under loose housing indicates the feasibility of the developed scraper unit with the front work surface scraper blade in the form that will improve the quality of manure.

Theoretically and experimentally investigated the influence of the opening angle of the scraper, scraper angle and speed of movement of the scraper on the specific energy consumption improved scraper installation, taking into account the quality of the installation scraper.

At the same time were the same size of the manure channel and volume harvested manure. According to the results of multifactor experiments were obtained mathematical model – the regression equation in the form of second order polynomials.

Experimental studies of the conditions under which an improved scraper loading installation will have a minimum unit cost of energy.

Based on the results of research and analysis system provides recommendations for the development of construction scraper installation, which can reduce energy consumption for manure and improve the quality of cleaning manure channel.

Optimal parameters scraper setting defined: the opening angle scraper - 120 °; inclination of the working surface scrapers - 55 °; scraper speed - 0.15 m/s.

- / -

В.С. Хмелевский, Н.И. Икальчик. Исследования удельной энергоёмкости усовершенствованной скреперной установки с учетом качества работы

Обоснованы основные параметры скреперной установки для уборки навоза при которых значение удельной энергоёмкости усовершенствованной скреперной установки с учетом качества работы приобретают минимальных значений.

I. Tsyz, S. Khomych, R. Trokhymchuk. Investigation of the air flow in a viscous fluid

In practice, confirmed the high efficiency means for extracting sapropel fence with a pneumatic device. The main parameters are its angle and height of the cone generator intake housing unit; pressure air supply; diameter and angle nozzle installation and others. To study these parameters have performed an experimental study trajectories of air bubbles in liquids of different viscosity. According to the obtained trajectories set limits air flow in the test liquid.

As the test liquid was chosen water, oil and industrial concentrated detergent. For studies used a specially designed device. Fixation of the movement of air bubbles carried by digital camera.

The results confirmed the adequacy of previously developed mathematical model. Also, these studies indicate that in order to better loosening deposits lowered humidity can be used turbulence airflow. Turbulence is achieved during the horizontal axis of the outlet diameter in the range of 1-1.5 mm and air supply pressure of 300-400 kPa. During mining deposits that do not require significant loosening of the previous holes should be used with angle to the horizontal axis of 45 degrees. Since in this case the maximum energy of the air flow will be used for raising deposits in the pipeline.

- / -

И.Е. Цизь, С.М. Хомич, Р.М. Трохимчук. исследование движения воздушного потока в вязкой жидкости

В статье описано экспериментальную установку и методику исследования траектории движения воздушного пузырька в вязких жидкостях. По экспериментально полученным данным построены кривые, которые ограничивают поток формирующийся воздушными пузырьками.

I. Chvartatskyu, R. Lototsky. Synchronization of seeding and distribution equipment drills odnozernoho seedbed

An extensive program of social development i improve people's welfare involves in the first stage of the problem full satisfaction of people with food to improve people's lives as a whole. Special attention is given to grain farming, so it is a good basis for agricultural production, a vital source of necessary food products to many countries and regions of the world i especially here in Ukraine.

Design of single grain sowing device with accurate placement of seed grains in the soil was presented.

Analytical dependencies for determining of kinematic, structural and technological parameters were selected.

To address these shortcomings to synchronize the performance of feed seeds and seed disc stacking grain in the furrow servo disc of the blades. This is

possible in three cases where the number of cells and the number of seed disk drive servo blades are equal and rotate at the same speed, and in another case where this ratio is a multiple of, for example, the number of blades is 2-4 times more.

The third condition of synchronization of these two mechanisms is achieved by provided the selection number of revolutions of seed disk and making seeds in the furrow. Rotational speed of the sowing machine drive wheels equal to the speed the diameter of sowing machines drive wheels multiplied by P.

Analytical dependences for determine the number of turns and seed distribution disks, and the number of elastic blades distribution disk provided synchronization operations were presented. Analytical dependence for determination of kinematic conditions of balance and synchronization of sowing machines was also presented. Analytical dependencies for determining parameters sown circuits design parameters seeding discs precise seeding were selected.

- / -

И.И. Чвартацький, Р.И. Лотоцький. Синхронизация работы посевного и распределительного аппаратов сеялки однозерного посева семян

Приведена конструкція однозернового висеваючого апарата семеня точним розміщенням зерен в почве.

Виведены аналітичні залежності для визначення кінематических, конструктивних і технологічних параметрів.

V. Sheychenko, I. Marynchenko. To the question of receipt of bast raw material from an industrial hemp

The effect of job characteristics combine units with roll stalks of hemp as an object for gathering and obtaining lubovoloknystoyi materials. The influence of the work of harvesting units, changes, roll straw in the collection of technical hemp on new technologies. An important step in research is to analyze the angular orientation of the stems in height and roll after roll of influence on him of working modernized rink. It was established that the use of four-packing roll modernized rollers can reduce the height of the roll more than four times.

According to the research of the angular orientation of the stems in the process of working bodies roll reaper found that about 70% of them are in the direction of the unit.

Confirmed technical and technological feasibility of agricultural machinery in the implementation of general purpose combine manufacturing operations hemp crops.

- / -

В.А. Шейченко, И.А. Маринченко. К вопросу получения лубоволкнистого сырья из технической конопли

Статья посвящена вопросу изучения влияния рабочих органов уборочных агрегатов на характеристику валка стеблей конопли, как объекта дальнейшей уборки и получения лубоволкнистого сырья. Проанализировано влияние рабочих органов уборочных агрегатов на изменение характеристики валка соломы в процессе уборки технической конопли по новым технологиям. Важным этапом исследований является анализ угловой ориентации стеблей в валке и высоты валка после влияния на него рабочих органов модернизированного катка. Установлено, что использование четырехкратной прикатки валка модернизированными катками позволяет уменьшить высоту валка более чем в четыре раза.

ЗМІСТ

1. Булік Ю.В., Павлова І.О., Ілюшик І.М. Експериментальні дослідження динаміки процесу екскавації сапропелів грейфером.....	3
2. Гевко І.Б., Драган А.П., Тарасюк Ю.М. Технологічні передумови розрахунку інструментів для формування гвинтових гофрованих робочих органів сільськогосподарських машин.....	8
3. Герук С.М., Довбиш А.П. Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів.....	15
4. Головачук І.П. Дослідження пружного стану стебел льону.....	20
5. Диня В.І. Техніко-економічне обґрунтування використання обертових втулок у свердлильних кондукторах.....	26
6. Дударев І.М., Голячук С.Є. Аналіз конструкцій сушарок сипких матеріалів.....	32
7. Кобець А.С., Науменко М.М., Пономаренко Н.О. Обґрунтування конструкції відцентрового розкидача мінеральних добрив.....	42
8. Ковалев М.М., Зубцов В.А., Миневич И.Э., Осипова Л.Л., Толстушко Н.А. Применение ИК-облучения для повышения качества семян льна	53
9. Козелко Ю.І., Усенко М.В., Владут В. Визначення кінематичних параметрів машини для висаджування картоплі	58
10. Мельник Ю. А., Синій С.В., Варголяк М. Я., Мельник О.В., Юхимчук С.Ф. Цифрове моделювання мікрорельєфу робочих органів поліномами Чебишева.....	67
11. Миневич И.Э., Осипова Л.Л., Зубцов В.А., Толстушко Н.А. Исследование процесса экстракции полисахаридов и белка из льняного жмыха.....	76
12. Поляшенко С.О., Роляк О.А., Цикалюк Ю.О. Вплив швидкості полотна транспортера бурякозбиральних машин на пошкодження і розсівання коренеплодів.....	81
13. Сацюк В.В. Толстушко М.М. Дослідження процесу посадки картоплі ланцюгово-ложковим висаджувальним апаратом.....	89
14. Толстушко М.М., Юхимчук С.Ф., Толстушко Н.О., Мартинюк В.Л., Сацюк В.В. Дослідження впливу швидкості удару по стеблах та щільності стеблової стрічки на її розтягнутість.....	93

15. Толстушко Н.О. Обґрунтування основних параметрів робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача стрічки льону..... 96
16. Толстушко Н.О., Пенкаля В.Є., Вржещ М.В., Толстушко М.М. Перспективи вирішення та переваги використання енергетичної верби в Україні..... 105
17. Фльонц І.В. Розрахунок економічної ефективності розробленого транспортера-сепаратора..... 112
18. Хайлис Г.А., Толстушко Н.Н., Цызь И.Е., Толстушко Н.А., Талах Л.А., Федорусь Ю.В. Анализ качения колес транспортных средств сельскохозяйственного назначения..... 117
19. Хайлис Г.А., Толстушко Н.Н., Цызь И.Е., Толстушко Н.А., Талах Л.А., Грушецкая М.Г. Сопротивление качению колес прицепной четырехколесной тележки по опорной плоскости..... 125
20. Хайлис Г.А., Харчук А.С., Толстушко Н.Н., Толстушко Н.А. О поперечном транспортировании в льноуборочных машинах стеблей на растил..... 132
21. Хлопецький Р.А., Поліщук М.М. Дідух В.Ф. Дослідження добування озерного сапропелю з-під шару води та його використання під час виробництва органічних добрив..... 137
22. Хмельовський В.С., Ікальчик М.І. Дослідження питомої енергоємності удосконаленої скреперної установки з урахуванням якості роботи..... 145
23. Цызь И.Є., Хомич С.М., Трохимчук Р.М. Дослідження руху повітряного потоку у в'язких рідинах..... 153
24. Чвартацький І.І., Лотоцький Р.І. Синхронізація роботи висівного та розподільного апаратів сівалки однозерного висівання насіння..... 163
25. Шейченко В.О., Маринченко І.О. До питання одержання лубоволокнистої сировини з технічних конопель..... 168
Анотації..... 175

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ
У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ”
ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошування – 1 см; від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

- посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менша 200 слів, об’єднаних у 10–15 речень.
 8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:

а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передає формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 29–30, 2014

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Комп’ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 18.12.2014 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 12,5. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 321

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР