

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 32

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2015

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 32. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – 300 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 13 від 23.06.2015 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів для збирання та первинної переробки льону, добування та використання сапропелю, збирання картоплі, посіву сільськогосподарських культур. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

The journal contains articles of construction and using agricultural machinery. It investigates machines and processes for harvesting and primary processing of flax, production and use of sapropel, potatoes processing, sowing crops as well as many other issues.

The journal is designed for researchers.

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. АІНУ 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. Пустульга, 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, 2015
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 631.331

© В.В. Абрамова, О.М. Васильковський, к.т.н, К.В. Васильковська, к.т.н
Кіровоградський національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА З ДОДАТКОВИМ ДИСКОМ

Стаття присвячена проблемі однозернового висіву насіння просапних культур пневмомеханічним висівним апаратом. В ході експериментальних досліджень встановлено вплив оптимальних параметрів роботи сівалки та конструктивних параметрів додаткового диска на якісне виконання технологічного процесу.

ВИСІВНИЙ ДИСК, КОЕФІЦІЄНТ ЗАПОВНЕННЯ КОМІРОК, ПНЕВМОМЕХАНІЧНИЙ АПАРАТ, ОДНОЗЕРНОВИЙ ВИСІВ.

Постановка проблеми. Одним з основних елементів висівного апарата, що суттєво впливає на якість дозування насіння є висівний диск. Проведений огляд відомих конструкцій висівних апаратів [1-5] показав, що різноманітність форми поверхні присмоктувальних отворів та конструкції висівного диску впливає на якість захоплення насіння.

На практиці існують різноманітні форми присмоктувальних отворів (циліндрична, конічна, тороїдальна та ін.), але найбільшого розповсюдження у вітчизняній та зарубіжній техніці набула циліндрична поверхня отвору з прямим кутом кромки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу заповнення насінинами присмоктувальних отворів займалися Зенін Л.С., Чічкін В.П., Погорілий Л.В., Журавльов Б.І., Свірень М.О., Амосов В.В., та ін. Велику кількість досліджень присвячено вибору оптимальної кількості отворів, конструктивних параметрів воружилки, скидача та впливу форми присмоктувальних отворів на одинарне заповнення висівного диска насінням. Процес захоплення насіння присмоктувальним отвором диска достатньо складний і, на початковому етапі є вирішальним для забезпечення необхідної дозуючої здатності (продуктивності роботи) апарата в цілому.

Мета дослідження. Відомо, що в реальних виробничих умовах якість заповнення присмоктувальних отворів висівного диска часто не задовольняє агротехнічних вимог. При малій частоті обертання диску спостерігається висів великої кількості «двійників», а при великій – зростання кількості пропусків, що в результаті впливає на густоту посівів. Отже, обґрунтування конструкції та параметрів

пневмомеханічного висівного апарата для забезпечення однозернового висіву насіння просапних культур є актуальним питанням у сільськогосподарському виробництві.

Результати дослідження. В ході вирішення поставленого питання на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було удосконалено висівний апарат сівалки УПС-8. Головною особливістю удосконаленого пневмомеханічного висівного апарата [6] є використання оригінального додаткового диска, завдяки якому формується однозерновий потік насіння при різних режимах роботи.

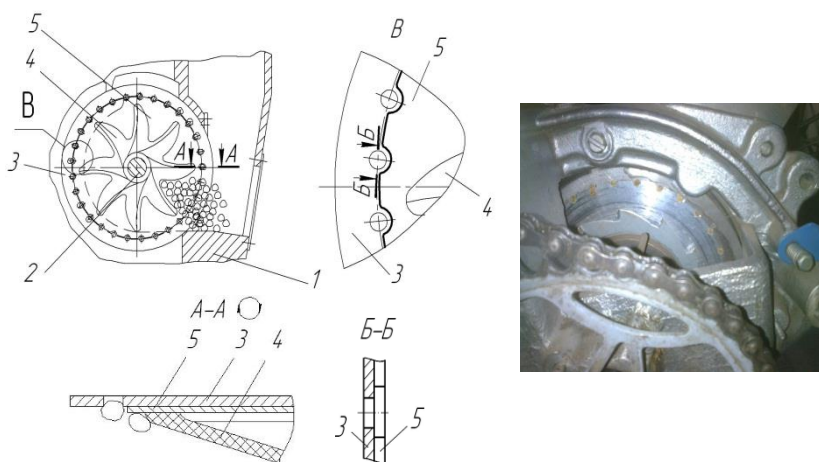


Рис. 1 – Удосконалений пневмомеханічний висівний апарат УПС-8:
1 – корпус, 2 – приводний вал, 3 – висівний диск, 4 – ворушилка, 5 – додатковий диск

Удосконалений апарат складається з корпусу 1, на приводному валу 2 якого розміщений висівний диск 3 і ворушилка 4. Між ними встановлений додатковий диск 5, який має фігурні вирізи по контуру. Завдяки оригінальній конструкції додаткового диска основна насіннина швидше орієнтується біля присмоктувального отвору, решта ж насіння відстоїть від нього на відстані товщини додаткового диску і сприймає менше вакууму, ніж потрібно для присмокування.

Результати серії попередніх досліджень [7, 8, 9] показали, що при виборі раціональних конструктивних параметрів додаткового висівного диска (товщини додаткового диска δ та радіусу западин r), а

також параметрів сівалки (тиску в системі P та коллової швидкості обертання висівного диска V) можна досягти рівномірного однозернового висіву насіння просапних культур. Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод планування багатофакторного експерименту.

Метою серії дослідів була реалізація матриці плану 2^4 Бокса-Хантера, в результаті чого встановлено вплив факторів розрідження у вакуумній камері (AP), швидкості обертання висівного і додаткового диска (V), товщини додаткового диска δ та радіуса западини додаткового диска r .

Висівна здатність апарата оцінювалась коефіцієнтом заповнення комірок K_z , який дорівнює відношенню кількості фактично висіяного насіння за певний проміжок часу до кількості комірок висівного диска, які пройшли точку скидання за той же час.

В той же час, коефіцієнт заповнення комірок може бути рівним 1 при наявності деякої кількості пропусків і такої ж кількості двійників. Для контролю результатів досліджень, проводилась цифрова фото- та відеофіксація процесу висіву.

Результати кодування факторів представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				верхні	нульові	нижні	верхні	нульові	нижні
Товщина додаткового диска, мм	δ	x_1	0,5	2,5	2,0	1,5	+1	0	-1
Радіус западини додаткового диска, мм	r	x_2	1	3	2,5	2	+1	0	-1
Швидкість обертання висівного та додаткового диска, м/с	V	x_3	0,05	0,35	0,3	0,25	+1	0	-1
Розрідження вакуумній камері, кПа	P	x_4	0,5	2,5	1,45	0,4	+1	0	-1

Коефіцієнт заповнення комірок K_z обрано функцією відгуку.

Результати реалізації матриці планування експерименту наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати реалізації матриці планування експерименту 2⁴

Номер дослід-ду	Фактори				Критерій
	Товщина додаткового диска δ , мм	Радіус западин додаткового диска, r , мм	Швидкість обертання висівного та додаткового диска, V , м/с	Розрідження у вакуумній камері, ΔP , кПа	Коефіцієнт заповнення комірок, K_3
	x_1	x_2	x_3	x_4	
1	1,5	2	0,24	0,4	247
2	2,5	2	0,24	0,4	88
3	1,5	3	0,24	0,4	376
4	2,5	3	0,24	0,4	332
5	1,5	2	0,35	0,4	98
6	2,5	2	0,35	0,4	48
7	1,5	3	0,35	0,4	327
8	2,5	3	0,35	0,4	228
9	1,5	2	0,24	2,5	89
10	2,5	2	0,24	2,5	58
11	1,5	3	0,24	2,5	300
12	2,5	3	0,24	2,5	299
13	1,5	2	0,35	2,5	169
14	2,5	2	0,35	2,5	99
15	1,5	3	0,35	2,5	409
16	2,5	3	0,35	2,5	344

Для обробки експериментальних даних використовувався пакет STATISTICA 6.4.

Отримано статистичну математичну модель для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_3 ($y=K_3$). Табличне значення критерію Кохрена при $n=16$ і $f_u=2$ дорівнює 0,7679. Число 0,7679 більше ніж 0,707341 тому можна зробити висновок, що процес відтворюється. Дисперсія відтворюваності (помилка дослід) складає 110,47.

Рівняння регресії має вигляд:

$$y = 219,4375 - 64,8750 \cdot x_1 + 214,8750 \cdot x_2 - 8,3750 \cdot x_3 + 2,8750 \cdot x_4 + 12,6250 \cdot x_1 \cdot x_2 - 6,1250 \cdot x_1 \cdot x_3 + 23,1250 \cdot x_1 \cdot x_4 + 80,6250 \cdot x_2 \cdot x_3 + 19,3750 \cdot x_2 \cdot x_4 + 77,1250 \cdot x_3 \cdot x_4. \quad (1)$$

Побудовані поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_3 .

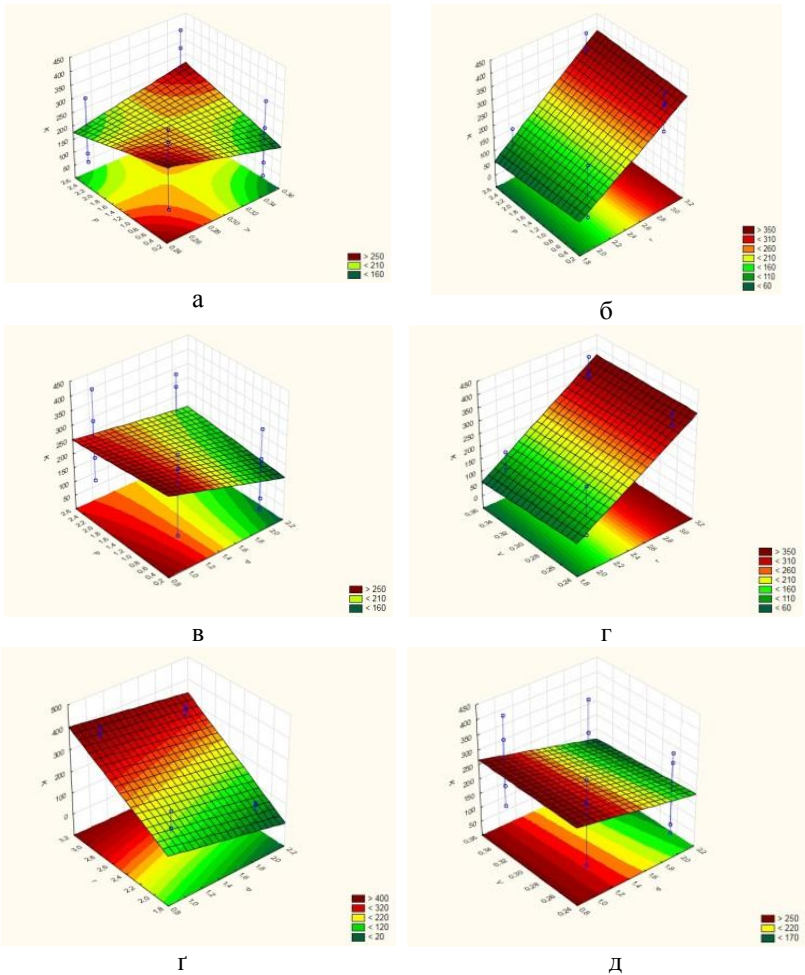


Рис. 2 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска: а – залежність K_3 від тиску P та швидкості V ; б – залежність K_3 від тиску P та радіусу r ; в – залежність K_3 від тиску P та товщини δ ; г – залежність K_3 від швидкості V та радіусу r ; д – залежність K_3 від радіусу r та товщини δ ; е – залежність K_3 від швидкості V та товщини δ

Проаналізувавши отримані поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K_3 , визначимо оптимальні значення досліджуваних факторів:

- товщина додаткового диска $x_1 \rightarrow \delta$, повинна знаходитись у межах від 1,8 до 2,2 мм;
- радіус западин додаткового диска $x_2 \rightarrow r$, повинен бути в межах від 2,2 до 2,4 мм;
- колова швидкість комірок висівного диска $x_3 \rightarrow V_k$, повинна знаходитись в діапазоні від 0,26 до 0,34 м/с.
- величина розрідження у вакуумній камері $x_4 \rightarrow \Delta P$, бути в межах від 2,0 до 2,4 кПа.

Висновки. Таким чином, використання додаткового висівного диска надає змогу правильно спрямовувати насінину на стадії її захоплення до центра комірки та усуває можливість захоплення «двійників»; підтримуючи насінину в процесі транспортування до місця скидання. Провівши ряд експериментальних досліджень, ми визначили, що на рівномірне заповнення комірок висівного диска суттєво впливають тиск у системі, колова швидкість комірок висівного диска та радіус западин додаткового диска.

Дослідження, проведені у цьому напрямку, не повністю вирішують дану проблему, а лише підтверджують гіпотезу про можливість підвищення якості дозування насіння пневмомеханічними висівними апаратами шляхом встановлення додаткового диску. Отже, актуальними залишаються дослідження і розробка таких конструктивних елементів пневмомеханічного висівного апарата, які б значно покращували його продуктивність та суттєво впливали на точність висіву насіння просапних культур.

Література

1. Амосов. В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / В.В. Амосов. – Кіровоград, КНТУ, 2007.

2. Зенин Л.С. Исследование пневматического высевающего аппарата точного высева: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук / Зенин Л.С. – Алма-Ата, 1962. – 36 с.

3. Журавлев Б.И. Исследование пневматических высевающих аппаратов для точного высева семян. / Журавлев Б. И. // Тракторы и с.-х. машины. – 1961.– №9.

4. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. / Чичкин В.П. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 392 с.
5. Васильковська К.В. Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висіву: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / К.В. Васильковська. – Кіровоград, 2014.
6. Пат. 63895 U Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / Шмат С.І., Свірень М.О., Абрамова В.В., Лушніков В.М.; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201103252; заявл. 21.03.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20.
7. Абрамова В.В. Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата / В. В. Абрамова, О. М. Васильковський, М. М. Шокін. // Збірник наукових праць Луцького національного технічного університету: Сільськогосподарські машини, ЛНТУ, Луцьк. - 2013. - Вип. 24. - С. 3-9.
8. Васильковський О.М. Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата для висіву насіння просапних культур / О.М. Васильковський, В.В. Абрамова, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. вип.27 – Кіровоград, КНТУ, 2014. – С. 161-167.
9. Vasytkovs'ka Katerina Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops / Katerina Vasytkovs'ka, Olexyi Vasytkovs'kyu, Sergiy Leschenko, Dmitro Petrenko // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 44 – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 3-6.

Рецензент д.т.н., проф. М.О. Свірень

УДК 631.3 - 52

© М.П. Артёмов, д.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

О.В Кот

ТОВ «УПЕК ТРЕЙДІНГ»

ТЯГОВА ДИНАМІКА СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ

У статті проведено аналітичний розрахунок, за результатами експериментальних вимірювань компонент прискорень, впливу на тягову динаміку мобільного сільськогосподарського агрегату від зміни його технічного стану в цілому і окремих деталей і вузлів. Використано аналіз і моделювання парціальних прискорень в процесі виконання агротехнічних операцій з обробки ґрунту.

ТЯГОВА ДИНАМІКА, ПРИСКОРЕННЯ, МОБІЛЬНИЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ АГРЕГАТ, СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Постановка проблеми. Мікропроцесорні прилади на сучасному етапі розширили можливості визначення енергетичних показників сільськогосподарських агрегатів, дають можливість їх контролювати при виконанні ними технологічних операцій та контролю динамічних процесів, що відбуваються в механічній системі «трактор – сільськогосподарська машина». Для цього можливо переглянути існуючі розрахунково-експериментальні методи проведення тягових випробувань. Особливу увагу необхідно звернути на метод [1] який ґрунтується на використанні експериментально виміряних парціальних прискорень і є еквівалентною заміною існуючих методів проведення динамічних випробувань мобільних сільськогосподарських агрегатів (МСА) та одиничних тракторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вирішення завдань експериментального визначення тягових показників тракторів і сільськогосподарських агрегатів присвячено багато досліджень як вітчизняних так і закордонних авторів. Більшість із зазначених методів базується на використанні тензометричних ланок, що встановлюються на зчипці сільськогосподарського агрегату [2].

Експериментальні дослідження динамічних якостей мобільних машин ґрунтуються на вимірюванні параметрів руху різними інерційними чутливими елементами і системами в реальних умовах

руху. Запропонований авторами робіт [1, 3] метод парціальних прискорень дозволяє визначати тягові показники мобільних сільськогосподарських агрегатів з використанням трьохкомпонентних датчиків лінійних прискорень. Але у цьому випадку випробування необхідно проводити на конкретному агрофоні з навішуванням конкретного сільськогосподарського знаряддя.

При прямолінійно-поступальному русі усі точки мобільних машин мають однакові кінематичні параметри.

Через використання в сільському господарстві України потужних тракторів закордонних фірм виникла необхідність вирішення цих завдань [4], що є особливо актуальним для ринкових відносин. Прагнення підвищити універсальність тракторів для роботи зі шлейфом сільгоспмашин призначених для сусідніх тягових класів пов'язане з гострою необхідністю оцінки їх тягово-енергетичних параметрів при випробуваннях і в експлуатації.

Мета дослідження. В процесі виконання агротехнічних операцій при постійній зміні зовнішніх навантажень, керування ґрунтообробним агрегатом для забезпечення його динамічної і функціональної стабільності, ефективного використання, є однією з проблем їх експлуатації.

Основною метою дослідження є підвищення точності визначення параметрів тягової динаміки без втручання в конструкцію мобільного сільськогосподарського агрегату.

Для досягнення поставленої мети необхідно використовувати сучасні прилади і нові розроблені методи.

Результати дослідження. Рух і робота агрегату відбуваються в результаті взаємодії різних сил. Як відомо, згідно основних законів механіки, рух відбувається під дією зовнішніх сил, тому що внутрішні сили, що діють на агрегат, взаємно врівноважуються і не можуть викликати його переміщення. Рух агрегату можливий при наявності дотичної сили T тяги трактора і сил опору руху.

Механічні системи функціонують у відповідності до законів механіки і тому в теоретичних дослідженнях необхідно використовувати закони і принципи механіки [5].

Дослідники під час проведення динамічних і кваліметричних випробувань мобільних машин стикаються з цілою низкою проблем, що обумовлені недосконалістю існуючих методів проведення цих випробувань. Особливі труднощі при проведенні випробувань сільськогосподарської техніки виникають з вимірюваннями таких параметрів, як потужність двигуна, тягове зусилля, тяговий ККД, швидкість руху і зусилля на кривоку. Також певний інтерес в процесі

руху ґрунтообробних агрегатів викликають лінійна та кутова швидкості, сили опору та ін.

Дослідження і вивчення динаміки МСА є предметом особливої уваги багатьох дослідників.

Для визначення силових характеристик МСА пропонується використовувати метод парціальних прискорень, розроблений з метою спрощення проведення експериментальних випробувань і розрахунку динамічних показників агрегату [1]. При проведенні динамічних випробувань скористаємось ґрунтообробним агрегатом МТЗ-80+КПС-4 і проводити контроль параметрів будемо за допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу, який обладнано трьохкомпонентними датчиками-акселерометра-ми. Щоб забезпечити якісний процес контролю динаміки агрегату необхідно встановити таку кількість датчиків, яка дасть змогу контролювати усі напрямки осей ступенів вільності мобільного агрегату. Для визначення тягової динаміки використаємо математичну модель [6].

Після підстановки у рівняння статичних і кінематичних параметрів агрегату отримаємо наступну нелінійну систему звичайних диференціальних рівнянь, які описують процес руху МСА:

$$\left\{ \begin{aligned} m\ddot{\xi} - m_1 b_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - m_1 b_1 \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2^2 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \ddot{\psi}_2 &= \\ &= (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \cos \psi_1 - R_x \cos \psi_2 + R_y \sin \psi_2; \\ m\ddot{\eta} - m_1 b_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1^2 + m_1 b_1 \cos \psi_1 \ddot{\psi}_1 - m_2 b_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2^2 + \\ + m_2 b_2 \cos \psi_2 \ddot{\psi}_2 &= (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \sin \psi_1 - R_x \sin \psi_2 - R_y \cos \psi_2; \\ -m_1 \ddot{\xi} b_1 \sin \psi_1 + \dot{\eta} b_1 m_1 \cos \psi_1 - \dot{\xi} b_1 m_1 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1 - \dot{\eta} b_1 m_1 \sin \psi_1 \dot{\psi}_1 + \\ + 2J_1 \ddot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) &= (T_{II} + T_{II} - W_{II} - W_{II}) \frac{B_T}{2}; \\ -m_2 \ddot{\xi} b_2 \sin \psi_2 + \dot{\eta} b_2 m_2 \cos \psi_2 - \dot{\xi} b_2 m_2 \cos \psi_2 \dot{\psi}_2 - \dot{\eta} b_2 m_2 \sin \psi_2 \dot{\psi}_2 + \\ + 2J_2 \ddot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) &= R_y l \cos \psi_2 - R_x l \sin \psi_2. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Припустимо, що відомі прискорення в двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора є функціями часу на інтервалі $(0, t_0)$. Такі вхідні дані можуть бути отримані в результаті експериментальних вимірювань. Координати точок M_1 и M_2 також вважаються відомими щодо системи координат $(\bar{x} \ \bar{y})$, жорстко пов'язаної з рухомим МСА. Позначимо компоненти прискорень в цих точках наступним чином: точка $M_1 - a_{x1}, a_{y1}$, точка $M_2 - a_{x2}, a_{y2}$. Ці компоненти вимірюються відносно нерухомої системи координат, в

якій розглядається рух МСА. Потрібно з цими вхідними даними за допомогою системи рівнянь (1), що моделює рух МСА, визначити силові характеристики T , як функції часу.

Тоді завдання полягає у визначенні зв'язку між вимірними компонентами прискорень $\vec{a}_1 = a_{x1}\vec{e}_x + a_{y1}\vec{e}_y$, $\vec{a}_2 = a_{x2}\vec{e}_x + a_{y2}\vec{e}_y$, і узагальненими координатами $q_1(t) = \xi(t)$, $q_2(t) = \eta(t)$, $q_3(t) = \psi_1(t)$, $q_4(t) = \psi_2(t)$.

У цьому випадку рішення системи рівнянь (1) дозволяє визначити зміни переміщень $\xi = \xi(t)$, $\eta = \eta(t)$, $\psi_1 = \psi_1(t)$, $\psi_2 = \psi_2(t)$ у часі та посиляючись на це надати оцінку динамічним параметрам обраного ґрунтообробного агрегату.

Система рівнянь (1) є суттєво нелінійною та у цьому випадку можливе тільки числове її рішення за допомогою комп'ютера. У конкретному випадку система рівнянь (1) була вирішена відносно другої похідної узагальнених координат $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$, $\ddot{\psi}_1$, $\ddot{\psi}_2$ та перетворена у систему диференціальних рівнянь першого порядку. Для вирішення складеної системи рівнянь скористаємось методом Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку розрахунку.

Наступним завданням стає визначення тягових зусиль на ведучих колесах трактора і сил опору руху. Після аналізу системи рівнянь (1) бачимо, що ці величини входять до правої частини та мають змогу суттєво впливати на функції $\xi(t)$, $\eta(t)$, $\psi_1(t)$, $\psi_2(t)$.

На початку застосування метода парціальних прикорень необхідно провести лінеаризацію системи рівнянь (1). У відповідності до проведених припущень [6], будемо вважати, що сили тяги на ведучих колесах трактора рівні між собою та сили опору коченню коліс теж рівні. Після проведеної лінеаризації початкова система рівнянь (1) прийме вигляд

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R_x + R_y\psi_2; \\ m\ddot{\eta} + m_1b_1\ddot{\psi}_1 + m_2b_2\ddot{\psi}_2 = (T - W_1 - W_2)\psi_1 - R_x\psi_2 - R_y; \\ m_1b_1\ddot{\eta} + 2J_1\dot{\psi}_1 + C(\psi_1 - \psi_2) = 0; \\ m_2b_2\ddot{\eta} + 2J_2\dot{\psi}_2 - C(\psi_1 - \psi_2) = R_yl - R_xl\psi_2, \end{cases} \quad (2)$$

де $T_{II} = T_{II} = 0,5T$, $W_{II1} = W_{II1} = W_1$, $W_{II2} = W_{II2} = W_2$.

Проведемо перетворення системи рівнянь (2), скориставшись методом Гауса виразимо з двох останніх рівнянь $\dot{\psi}_1$ і $\dot{\psi}_2$ через $\ddot{\eta}$.

Вдосконалення методів аналізу динамічних характеристик мобільних машин спонукає на вирішення задач, які дадуть змогу ефективніше проводити дослідження, показати ефективність застосування вказаного метода на прикладі експериментальної оцінки тягових і енергетичних властивостей мобільних машин.

Після проведених перетворень отримаємо систему рівнянь яка має стандартний вигляд для застосування метода парціальних прискорень.

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = T - W_1 - W_2 - R(1 - \alpha\psi_2); \\ m\ddot{\eta} = C(\psi_1 - \psi_2) \left(\frac{l}{b_1} - \frac{l}{b_2} \right) + R \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] + 2(T - W_1 - W_2)\psi_1; \\ \ddot{\psi}_1 = -\frac{C}{2b_1m}(\psi_1 - \psi_2) \left[\frac{l}{b_1} \left(\frac{m_2}{m_1} + 2 \right) - \frac{l}{b_2} \right] - \frac{R}{2b_1m} \left[\psi_2 \left(\frac{l}{b_2} - 2 \right) - \alpha \left(\frac{l}{b_2} + 2 \right) \right] - \frac{T - W_1 - W_2}{b_1m} \psi_1. \end{cases} \quad (3)$$

Наступним кроком буде визначення величин $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$.

$$\ddot{\xi} = a_{x1} + \frac{r_1}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2} \left[\Delta a_x (r_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - r_1) - \Delta a_y r_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) \right]; \quad (4)$$

$$\ddot{\eta} = a_{y1} + \frac{r_1}{\Delta_1^2 + \Delta_2^2} \left[\Delta a_x r_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + \Delta a_y (r_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - r_1) \right]. \quad (5)$$

Вирази (4), (5) встановлюють зв'язок між вимірними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ у двох контрольних точках. Після підстановки і перетворень вирази (4), (5) запишемо у вигляді

$$\ddot{\xi} = a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y; \quad (6)$$

$$\ddot{\eta} = a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y, \quad (7)$$

$$\text{де } D_1 = \frac{\bar{x}_1 \bar{x}_2 + \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}, \quad D_2 = \frac{\bar{y}_1 \bar{x}_2 - x_1 \bar{y}_2}{(\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2}.$$

Аналіз системи рівнянь (3) підтверджує те, що величина $\ddot{\xi}$ є компонентою вектора прискорень МСА у повздовжньому напрямку (ось OX), а m - загальна маса обраного агрегату. У цьому випадку можливо записати

$$\ddot{\xi} = \frac{T}{m} - \frac{W}{m} - \frac{R(1 - \alpha\psi_2)}{m}. \quad (8)$$

Для цього рівняння $\ddot{\xi}_T = T/m$ - є парціальним прискоренням, що виникає в процесі розгону МСА при відсутності будь яких сил окрім сили тяги T , інші складові цього рівняння представляють парціальні прискорення від дії сил опору перекочуванню і сил опору знаряддя, відповідно.

За результатами проведених вимірювань (рис.1) робимо висновок про те, що у випадку виходу з ладу форсунки двигуна збільшення прискорення відбувається повільніше і за величиною на 27% менше.

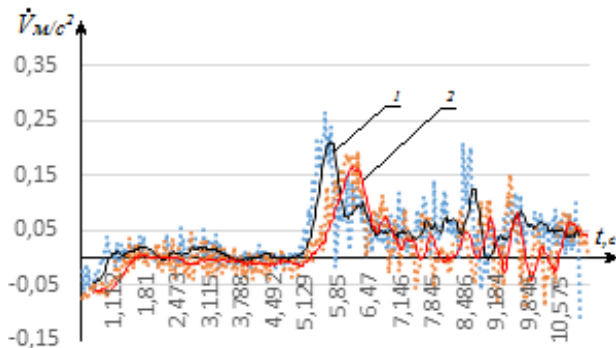


Рис. 1 – Експериментально виміряні прискорення МСА: 1 – технічно справний двигун; 2 – вийшла з ладу форсунка

Скориставшись системою рівнянь (3) проведемо розрахунок сили тяги трактора при виконанні технологічної операції.

$$\begin{aligned}
 T = & (m_1 + m_2)a_{x1} + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}a_{y1} + \\
 & + \Delta a_x \cdot \left[(m_1 + m_2)D_1 + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}D_2 \right] + \\
 & + \Delta a_y \cdot \left[-\frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2)(D_1 - b_1D_3) + \rho_2^2m_2D_1}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} - (m_1 + m_2)D_2 \right] + \\
 & + (\psi_1 - \psi_2) \frac{b_2D}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}. \tag{9}
 \end{aligned}$$

За допомогою отриманої формули (9), була розрахована сила тяги трактора T_{p1} в номінальному режимі роботи двигуна і проведено порівняння із даними сили тяги T_{p2} , отриманими у випадку

несправності як функцій часу та наведені на рис.2. На наведеному рисунку зображено розраховані T_p , за запропонованим методом моделювання парціальних прискорень. Побудовані графіки підтверджують теоретично обґрунтовані коливання сили тяги трактора через коливання сил опору упродовж експерименту. Аналіз проведених розрахунків і побудованих за їх результатами графіків довів можливість ефективного контролю силових характеристик трактора у складі МСА при несталому режимі роботи. Вихід з ладу форсунки зменшив силу тяги трактора при випробуваннях на 11%.

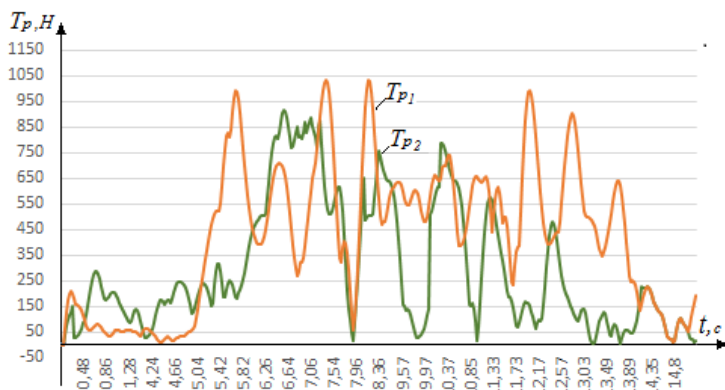


Рис. 2 – Порівняння розрахованої сили тяги: T_{p1} – справний двигун МСА і T_{p2} – несправна форсунка

Результати моделювання парціальних прискорень при розрахунку сили тяги у випадках коли двигун працює у номінальному режимі і справний T_{p1} та випадок роботи двигуна з непрацюючою форсункою T_{p2} показали, що апроксимовані результати підтверджують зниження сили тяги (рис.2). Результати розрахунків пройшли фільтрацію за допомогою фільтра Баттерворта, який визнано одним з найефективніших. Для фільтрації результатів було обрано частоту зрізу 0,2, а порядок фільтру 12. Також отримані результати дозволяють запропонувати швидкість збільшення сили тяги у якості показника динамічності. Визначені в процесі вимірювань параметри можуть бути також діагностичними, якщо відслідкувати динаміку їх зміни в процесі довгострокового напрацювання. Отже застосування вказаного метода, дозволяє спростити і прискорити проведення поетапних досліджень агрегатів, а також – здійснювати діагностику їх технічного стану.

Висновки. Використовуючи можливості апарату математичного моделювання та відомі методи розрахунків було

доведено, що на основі експериментально виміряних компонент прискорень, отриманих за допомогою розробленого контрольно-вимірювального комплексу, можливо аналітично визначити сили і реакції, які впливають на динаміку і функціональну стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів при виконанні технологічних операцій

Розроблено алгоритм, за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що допомагає надати рекомендації з оптимізації комплектування та підвищення ефективності експлуатації МСА.

Отримані результати для перехідного процесу роботи агрегату можуть бути використані при моделюванні навантажень ґрунтообробних агрегатів різного призначення. Визначені в процесі розрахунків параметри можливо використовувати для діагностування, якщо відслідкувати динаміку їх зміни при довгостроковому напруженні.

Література

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожная В.В.] Под ред. М.А. Подригало – Харьков: Миськдрук, 2012. – 220 с.
2. Лихачев В.С. Испытания тракторов / В.С. Лихачев – М.: Машиностроение, 1974. – 286 с.
3. Определение необходимого числа акселерометров и места их установки при динамических испытаниях мобильных машин / [М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.М. Клец, А.И. Коробко] // Технические науки: Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – Симферополь, 2012, – Вып.36 – С. 20 – 26.
4. Лебедев А.Т., Артёмов М.П. Обґрунтування ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень / А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук.пр. / ДНУ УкрНДПВТ ім.Л.Погорілого – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31),кн..2. – С.280 – 293.
5. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем(машин и машинных систем) / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.:Колос, 1980. – 135с.

6. Артьомов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артьомов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2012. Випуск 11 т.1(65) – С.34 – 40.

Рецензент д.т.н., проф. М.А. Подригало

УДК 620.16.63

© Р.І. Барабаш

Львівський національний аграрний університет

ВПЛИВ ЗБІЛЬШЕННЯ КІЬКОСТІ ПОСТІВ НА ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТРАКТОРІВ ХТЗ-150К-09

У статті викладено отримані шляхом моделювання результати досліджень впливу збільшення кількості постів фірмових пунктів технічного обслуговування на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ-150К-09.

ТРАКТОРИ ХТЗ, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, МОДЕЛЮВАННЯ, ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ.

Постановка проблеми. Мінімізація втрат продукції в сучасному агропромисловому виробництві обумовлена рівнем готовності техніки, зокрема тракторів загального призначення ХТЗ–150К–09, які широко використовуються в АПК України. Одним із визначальних чинників підтримання належної готовності машин є своєчасне та якісне їх технічне обслуговування. У зв'язку з виникненням великої кількості приватних фермерських господарств, приватизацією підприємств тракторного та сільськогосподарського машинобудування, суттєвим розширенням номенклатури машин, що пропонуються для сільськогосподарського виробництва великою кількістю фірм різних країн, прийнята для колективних господарств концепція технічного обслуговування та ремонту техніки виявилась абсолютно неспроможною в нових ринкових умовах господарювання, які вимагають запровадження фірмового технічного сервісу [8, 11].

Обґрунтування ефективних виробничих структур пунктів технічного обслуговування (ПТО) тракторів та їх програм можливе лише на підставі аналізу залежностей між параметрами й показниками ефективності технологічних процесів (ТП) технічного обслуговування, які вимагають ретельних досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема розробки та реалізації адаптованої до сучасних умов експлуатації машин системи технічного сервісу мобільної енергонасиченої сільськогосподарської техніки розглянута В.Д. Войтюком [1] однак без достатнього урахування виробничої та технологічної структури ТП технічного сервісу.

Визначенню структури, параметрів і показників ефективності ТП технічного сервісу, які виконуються на стаціонарних постах, присвячено не надто багато праць. Зокрема, основні засади структурно-параметричного аналізу та синтезу було застосовано В.О. Тимочком для дослідження параметрів і показників ефективності ТП поточного ремонту тракторів класів 0,9 та 1,4 [12].

Ґрунтовний аналіз виробничої та технологічної структури ТП технічного обслуговування тракторів ХТЗ проведено в роботах [9, 10], на підставі якого шляхом моделювання [4] встановлено залежності між параметрами та показниками їх ефективності [3, 5].

Водночас у працях [6, 7] з використанням теорії графів і розкладів показано, що під час аналізу ТП, які виконуються на стаціонарних постах, слід брати до уваги не лише можливість зміни кількості робітників і основного ремонтно-технологічного обладнання, але й можливість збільшення фронту ремонту, що в процесах технічного обслуговування відповідає збільшенню кількості технологічних постів ПТО, що не враховували у попередніх дослідженнях [3, 5, 12].

Мета дослідження. Завданням досліджень було визначити вплив збільшення кількості постів ПТО тракторів ХТЗ–150К–09 на показники ефективності ТП їх технічного обслуговування.

Результати дослідження. Для аналізу ТП ТО тракторів ХТЗ–150К–09 була прийнята технологія, рекомендована заводом-виробником. Ремонтно-технологічне обладнання (РТО) вибиралось з каталогів за значенням коефіцієнтів технічного рівня. Нормування операцій проводили на підставі діючих нормативів і хронометражу.

Моделювання ТП ТО полягало у розподілі за евристичними алгоритмами теорії розкладів скінченного масиву операцій визначеної тривалості цього ТО між робітниками, а також у одночасному формуванні розкладів роботи кожної одиниці обладнання усіх типів.

Метою розподілу операцій було досягнення для заданої кількості робітників u і заданої кількості обладнання кожного типу K_r мінімальної тривалості технологічного процесу $T_{т.п.}$. Збільшення кількості постів ПТО (фронту технічного обслуговування f) відповідало введенню в розгляд чергових масивів операцій, аналогічних початковому, однак із кратним зростанням кількості робочих зон.

За результатами моделювання для кожного ТО і кожного співвідношення значень f , u і K_r визначали: тривалості технологічного процесу $T_{т.п.}$ і технологічного циклу $T_{ц.}$; коефіцієнти використання фондів часу робітників η_u і основного РТО η_r кожного типу.

Результати визначення впливу збільшення кількості постів ПТО тракторів ХТЗ–150К–09 (фронту технічного обслуговування f) на зміну тривалостей технологічного процесу $T_{т.п.}$ і технологічного циклу $T_{ц.}$ подано в таблиці.

Таблиця – Вплив збільшення кількості постів ПТО f та кількості робітників u на тривалість технологічного процесу $T_{т.п.}$, год. і технологічного циклу $T_{ц.}$, год. ТО–2 і ТО–3^{КР} тракторів ХТЗ–150К–09 (кількість основного РТО кожного типу $K_r = 1$ шт.)

u , чол.	ТП ТО–2, 500 мото год.				ТП ТО–3 ^{КР} , 8000 мото год.			
	$f = 1$ шт.		$f = 2$ шт.		$f = 1$ шт.		$f = 2$ шт.	
	$T_{т.п.}$	$T_{ц.}$	$T_{т.п.}$	$T_{ц.}$	$T_{т.п.}$	$T_{ц.}$	$T_{т.п.}$	$T_{ц.}$
1	11,28	11,28	11,28	11,28	42,32	42,32	42,32	42,32
2	6,19	6,19	6,19	6,11	21,7	21,7	21,7	21,69
3	4,53	4,53	4,53	4,44	15,13	15,13	15,13	14,89
4	3,76	3,76	3,76	3,66	12,2	12,2	12,2	11,59
5	3,43	3,43	3,43	3,3	10,17	10,17	10,17	9,72
6	3,14	3,14	3,14	3,02	8,93	8,93	8,93	8,43
7	3,14	3,14	3,14	3,02	8,93	8,93	8,93	8,43

Як бачимо, збільшення кількості робітників u зменшує $T_{т.п.}$ і $T_{ц.}$ ТО тракторів ХТЗ–150К–09. Однак, залучення щораз більшої кількості робітників все менше скорочує тривалості $T_{т.п.}$ і $T_{ц.}$, аж до повної стабілізації їх значень на рівні мінімально можливих. Суттєвіше скорочення тривалості $T_{т.п.}$ і $T_{ц.}$ отримано для ТП ТО–3^{КР}, який характеризується більшими кількістю і сумарною тривалістю операцій за однакової кількості робочих зон.

Збільшення ж кількості постів f ПТО не впливає на значення $T_{т.п.}$ ТО тракторів ХТЗ–150К–09, однак, за дотримання умови $u \geq f$, дещо

зменшує тривалість технологічного циклу $T_{ц}$, що рівнозначно збільшенню продуктивності ПТО. Зазначимо, що якщо $f = 1$ шт., то $T_{т.п} = T_{ц}$.

Для сталої кількості основного РТО всіх типів ($K_r = 1$ шт.) збільшення кількості робітників u зменшує значення коефіцієнтів використання фондів їх робочого часу η_u незалежно від кількості постів f ПТО (рис. 1). Водночас для заданої кількості робітників ($u = const$) збільшення кількості постів f не зменшує значень η_u .

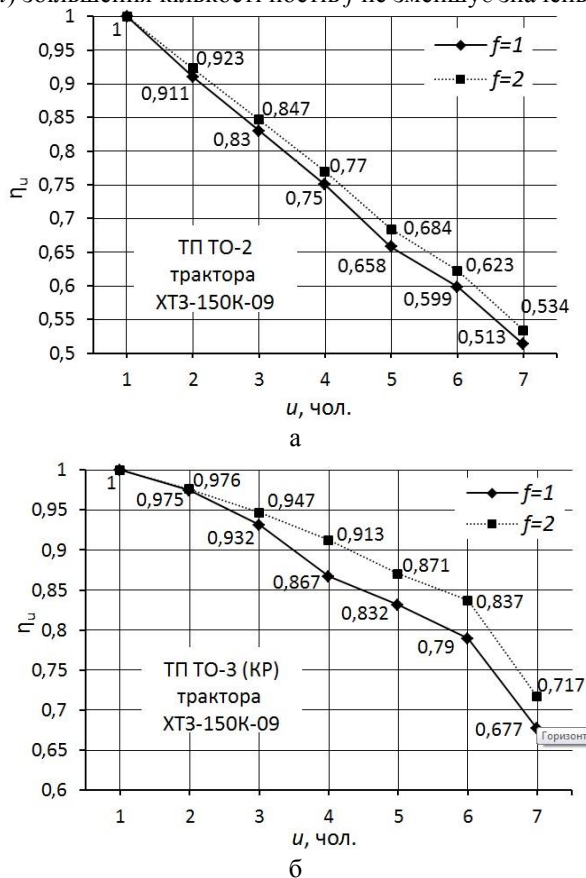
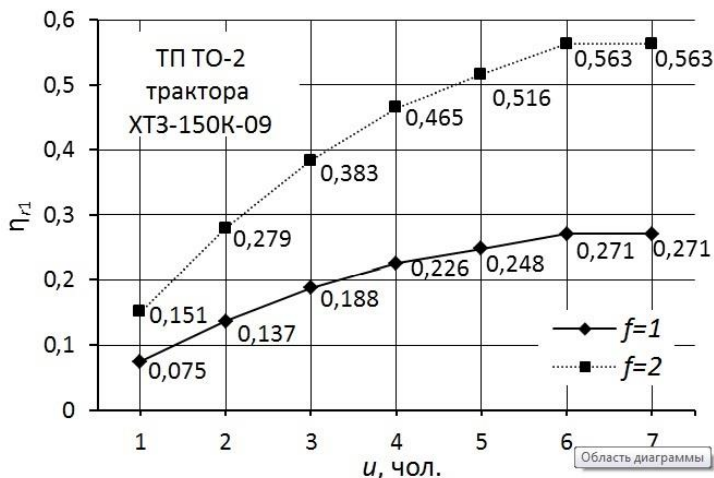
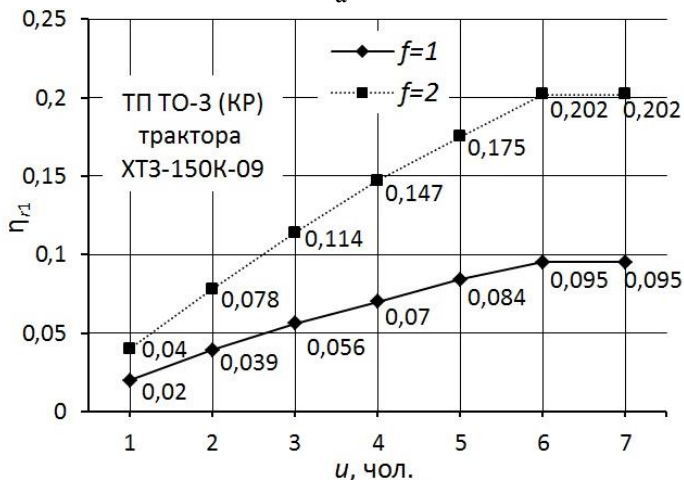


Рис. 1 – Вплив збільшення кількості постів f ПТО тракторів ХТЗ–150К–09 на залежність коефіцієнта використання фондів часу робітників η_u від їх кількості u (кількість основного РТО всіх потрібних типів $K_r=1$ шт.): а – ТП ТО-2; б – ТП ТО-3^{КР}

Зростання кількості робітників u збільшує значення коефіцієнтів використання фондів робочого часу $\eta_{г1}$ основного РТО усіх типів, а збільшення кількості постів f ПТО підсилює цей вплив (рис. 2).



а



б

Рис. 2 – Вплив збільшення кількості постів ПТО тракторів ХТЗ–150К–09 на залежність коефіцієнта використання фондів часу моніторних мийних машин $\eta_{г1}$ від кількості робітників u : а – ТП ТО-2; б – ТП ТО-3^{КР}

Збільшення кількості K_r основного РТО будь-якого типу для сталої кількості робітників ($u = const$) і дотримання нерівності $u \geq K_r$ зменшує значення коефіцієнтів використання фондів робочого часу РТО цього типу η_r незалежно від кількості постів f ПТО (рис. 3). Водночас для $u = const$ і $K_r = const$, за умов $u \geq K_r$ і $u \geq f$ збільшення кількості постів f не зменшує значень η_r .

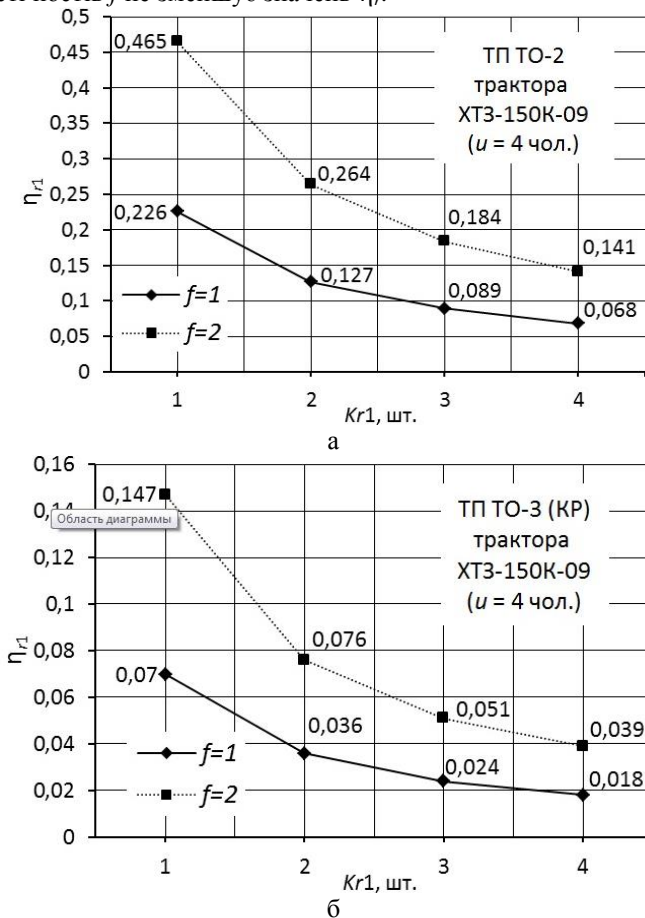


Рис. 3 – Вплив збільшення кількості постів ПТО тракторів ХТЗ-150К-09 на залежність коефіцієнта використання фондів часу моніторних мийних машин η_{r1} від їх кількості K_{r1} ($u = 4$ чол.): а – TP TO-2; б – TP TO-3^{КР}

Висновки. 1. Встановлено, що, окрім зміни кількості робітників та основного ремонтно-технологічного обладнання усіх типів, додатковим ресурсом впливу на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування є збільшення кількості постів (фронту технічного обслуговування). 2. Стосовно досліджених технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ-150К-09, які виконуються на стаціонарних постах, отримали підтвердження фундаментальні положення [2] про те, що збільшення кількості будь-якого ресурсу не покращує показники його використання, однак не погіршує показники ефективності використання інших ресурсів. 3. Отримані результати є підставою для формування параметричних рядів виробничих структур фірмових пунктів технічного обслуговування тракторів ХТЗ-150К-09 різної продуктивності.

Література

1. Войтюк В. Д. Техніко-технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки : Автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. – Київ, 2012. – 45 с.
2. Кузьмінський Р. Структура, параметри та ефективність технологічних процесів ремонту / Р. Кузьмінський // Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2005. – № 9. – С.50 – 60.
3. Кузьмінський Р. Параметри та показники ефективності технологічних процесів технічного сервісу, що виконуються на стаціонарних постах / Р. Кузьмінський, Р. Барабаш // Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2006. – № 10. – С. 66 – 73.
4. Кузьмінський Р. Д. Автоматизована інформаційно-аналітична система обґрунтування параметрів технологічних постів підприємств технічного сервісу / Р. Д. Кузьмінський, Р.І. Барабаш, Т. Ю. Кирик // Вчені Львівського національного аграрного університету – виробництво: Каталог інноваційних розробок. – Вип. 12. – Львів : Львів. нац. аграрний ун-т, 2012. – С. 56.
5. Кузьминский Р. Анализ технологической и производственной составляющих структуры процессов технического обслуживания тракторов ХТЗ-Т150К-09 / Р. Кузьминский, Р. Барабаш, М. Михалюк // MOTROL : Commission of Motorization and Energetic in Agriculture. An International Journal on Operation of Farm and Agri-food Industry Machinery/ – Vol. 16, No. 4 – Lublin-Rzeszow, 2014. – С. 303 – 309.

6. Кузьмінський Р.Д. Визначення показників ефективності технологічних процесів, які виконують на стаціонарних постах / Р.Д. Кузьмінський, О.Р. Соколовський // Вісник ХНТУ ім. П. Василенка: Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Вип. 110. – Харків, 2011. – С. 36 – 42.
7. Кузьмінський Р.Д. Алгоритм проектування технологічних процесів, які виконуються на стаціонарних постах / Р.Д. Кузьмінський, О.Р. Соколовський // Збірник наукових статей ЛНТУ : Сільськогосподарські машини. – Вип. 21. – Т. 1. – Луцьк, 2011. – С. 228 – 235.
8. Сидорчук О. Основні функції і форми управління системою технічного обслуговування тракторів/ О. Сидорчук, В. Боярчук, Р. Кузьмінський, Р. Барабаш, М. Михалюк // Вісник Львівського нац. аграрного ун-ту : Агроінженерні дослідження. – 2009. – №13. – Т.2. – Львів, 2009. – С. 51 – 56.
9. Сидорчук О.В. Особливості аналізу технологічної та виробничої структури процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ / О.В. Сидорчук, Р.Д. Кузьмінський, Р.І. Барабаш // Екологічні, технологічні та соціально-економічні аспекти використання матеріально-технічної бази АПК: Матеріали міжнар. наук.-практ. форуму, 17-18 вересня 2008 р. – Львів: Львів. нац. агроуніверситет, 2008. – С. 406 – 409.
10. Сидорчук О. Технологічна складова функціональної структури системи фірмового технічного обслуговування тракторів ХТЗ / О. Сидорчук, Р. Кузьмінський, Р. Барабаш, М. Михалюк // Вісник Львівського нац. аграрного ун-ту: Агроінженерні дослідження. – 2009. – № 13. – Т. 2. – Львів, 2009. – С. 73 – 80.
11. Сидорчук О.В. Концепція управління проектом технічного обслуговування тракторів / О.В. Сидорчук, М.М. Семерак, Р.Д. Кузьмінський, Я.В. Шолудько, Р.І. Барабаш // Вісник Львівського нац. аграрного ун-ту: Агроінженерні дослідження. – 2008. – № 12. – Т. 1. – Львів, 2008. – С. 16 – 21.
12. Тимочко В.О. Ефективні виробничі структури дільниць поточного ремонту тракторів класів 0,9 і 1,4 : Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03. – Львів, 1994. – 241 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.С. Козут

УДК 658.51:631.3

© С.А. Березовецький
Львівський національний аграрний університет

УЗГОДЖЕННЯ СКЛАДОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ ЗБИРАННЯ ОЗИМОГО РІПАКУ

У статті розкрито особливості впливу складових технологічної системи збирання ріпаку на показники її ефективності. Представлено результати комп'ютерних експериментів із статистичною імітаційною моделлю процесів обприскування стеблостою (для внесення склеювачів) та комбайнового збирання насіння ріпаку.

РІПАК, ОБПРИСКУВАННЯ СТЕБЛОСТОЮ, ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, КОРЕЛЯЦІЙНІ ВІДНОШЕННЯ, СКЛЕЮВАЧІ.

Постановка проблеми. Технологічні процеси збирання озимого ріпаку безпосередньо впливають на кінцеву ефективність вирощування культури [5]. Для зменшення втрат врожаю, які через біологічні процеси розтріскування стручків та самоосипання насіння можуть сягати 60% [3], діючі сільськогосподарські підприємства (СПП) використовують технології збирання із попереднім застосуванням склеювачів. Внесення цих препаратів на поверхню стеблостою відбувається на етапі пожовтіння стручків та дає змогу уникнути втрат насіння як до початку комбайнового збирання так і під час його виконання [5]. Для ефективного виконання цих двох технологічних процесів (обприскування стеблостою та комбайнового збирання насіння) необхідно узгодити технічне оснащення відповідних технологічних систем, що функціонують в обмежених "часових рамках" зумовлених біологічними процесами досягання озимого ріпаку та некерованими агрометеорологічними умовами відповідного календарного періоду.

Аналіз останніх досліджень і публікацій дав змогу встановити, що терміни початку і тривалості виконання технологічних операцій механізованих рілних процесів відображають на підставі детермінованих [2,6] та стохастичних [4,8] показників. Як відомо [8], час початку та перебіг технологічного процесу збирання врожаю сільськогосподарських культур залежить від календарних термінів їх досягання та стохастичної дії агрометеорологічних умов. Врахування цих особливостей під час оцінення ефективності відповідних технологічних систем та, зокрема, їх технічного оснащення дає змогу

отримати об'єктивні результати, а відтак достовірні аргументи щодо етапів розвитку цих систем.

Мета дослідження. Завданням роботи було представити результати комп'ютерних експериментів щодо виконання технологічно поєднаних процесів обприскування стеблостою (для внесення склеювачів) (ТПОС) та комбайнового збирання насіння озимого ріпаку (ТПЗР) із заданим технічним оснащенням і врахуванням впливу біологічно-предметної та агрометеорологічної складових на часові обмеження функціонування відповідної техніки.

Результати дослідження. Для врахування особливостей взаємодії складових технологічної системи збирання озимого ріпаку (ТСЗР) у відповідній статистичній імітаційній моделі, а відтак об'єктивного відображення сезонних умов функціонування технічного оснащення двох підсистем – ТПОС та ТПЗР розроблено комп'ютерну програму, що враховує особливості сукупного впливу предметно-біологічних процесів та агрометеорологічних умов на часові обмеження їх функціонування, а також перебіг технологічних операцій у розрізі календарного періоду.

Загальновідомо, що біологічні процеси досягання озимого ріпаку є особливими та формують специфічні передумови для виконання механізованих процесів їх збирання. Застосування технології прямолінійного (однофазного) збирання із попереднім внесенням склеювачів дає змогу призупинити процеси розтріскування стручків та знизити обсяги технологічних втрат врожаю. Для узгодження технічного оснащення цих двох підсистем необхідно володіти закономірностями зміни функціональних показників ефективності згаданих процесів, що виконуються в мінливих природних умовах.

Застосування розробленого коду комп'ютерної програми статистичної імітаційної моделі відповідних механізованих процесів ТСЗР, виконано комп'ютерні експерименти. Програма цих експериментів включала декілька етапів: 1) сформувавши мету моделювання та базу початкових даних; 2) обґрунтувати скінченну множину ітерацій (реалізацій) моделі; 3) виконати комп'ютерні експерименти; 4) систематизувати результати та здійснити їх математичне опрацювання, а відтак формалізувати закономірності зміни функціональних показників ТПОС та ТПЗР.

Для встановлення статистичних закономірностей зміни функціональних показників ТПОС та ТПЗР виконано скінчену кількість ітерацій (N_p) відповідної статистичної імітаційної моделі за яких "прояв" дії кожного ймовірного чинника відображали з

умовою – $Np=25$ [1]. У результаті цього отримано репрезентативні вибірки даних щодо своєчасності виконання технологічних операцій обприскування стеблостою з метою внесення склеювачів стручків.

Зазначимо, що імітаційне моделювання технологічних процесів у ТСЗР виконували для окремого варіанту технічного оснащення ТПОС (висококліренсний обприскувач Мекосан Теснома Laser4240-30) та ТПЗР (комбайн CLAAS Mega 360), що функціонують в агрометеорологічних умовах Яворівського району Львівської області. Зокрема, моделювання виконували для заданих меж виробничої площі (S_r) культури – 10-500 га із покрововим її приростом у 10 га. Це дало змогу встановити закономірності зміни головних функціональних показників щодо виконання робіт відповідним технічним оснащенням ТСЗР.

Виокремлення із отриманих результатів моделювання кількісних значень обсягів (Z_n) несвоєчасно обприсканих площ дало змогу встановити залежність ймовірності виникнення технологічних втрат та, власне, Z_n від виробничої площі озимого ріпаку у ТСЗР (рис. 1 та рис. 2). Використання методів кореляційно-регресійного аналізу [7] для опрацювання відповідних рядів емпіричних даних дало змогу довести наявність залежності Z_n від S_r та отримати рівняння, що описується поліномом третього ступеня:

$$Z_n = 7 \cdot 10^{-6} \cdot S_r^3 - 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5781 \cdot S_r - 25,337.$$

Кореляційне відношення становить – $n = 0,736$.

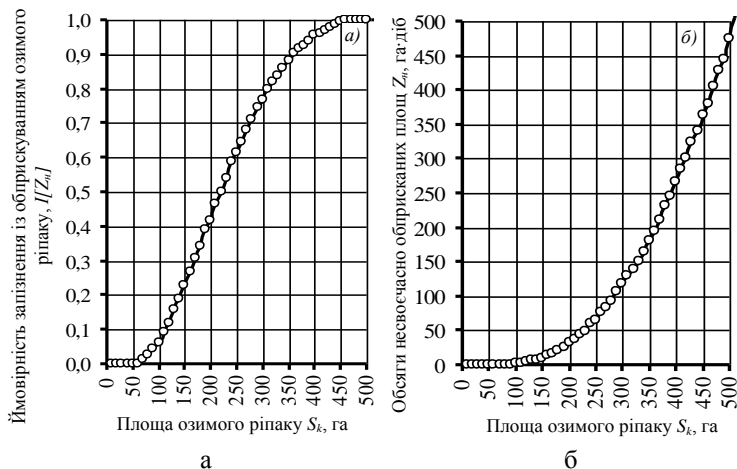


Рис. 1 - Залежність ймовірності запізнення (а) із обприскуванням стеблостою та обсягів несвоєчасно обприсканих площ (б) (для склеювання стручків) та від площі озимого ріпаку

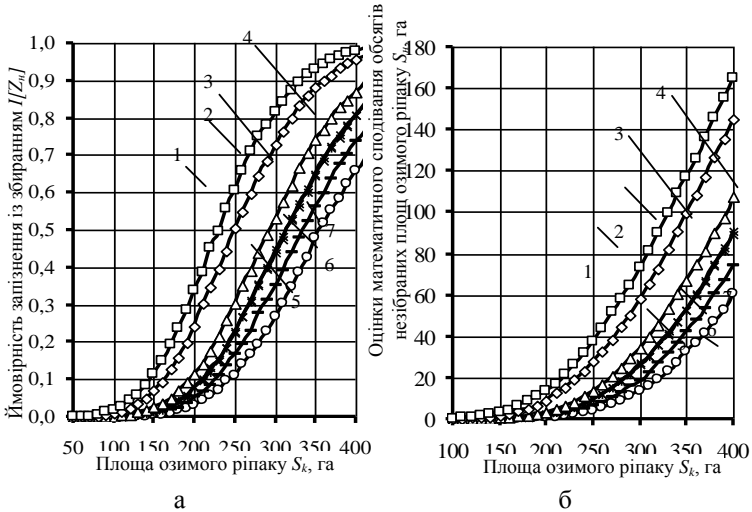


Рис. 2. Залежність ймовірності запізнення із комбайновим збиранням (а) та оцінок математичного сподівання обсягів незібраних площ озимого ріпаку (б) від його виробничої площі за різних планових термінів початку робіт: 1 - $\tau_{np}^{\varepsilon 1.0}$; 2 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.95}$; 3 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.9}$; 4 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.85}$; 5 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.8}$; 6 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.75}$; 7 - $\tau_{np}^{\varepsilon 0.7}$

Оскільки досягання стручків ріпаку є нерівномірним в часі нами розглянуто декілька варіантів часу початку збиральних робіт (τ_{np}), що вибирались за критерієм частки (ε) підсохлих (сухих) стручків на площі поля. Зокрема, у першу чергу τ_{np} приймався за наявності 70 % сухих стручків ($\tau_{np}^{\varepsilon 0.7}$) на полі із збільшенням цього показника до 100% ($\tau_{np}^{\varepsilon 1.0}$) (на основних стеблах рослини) із приростом кроку у 25%.

Значні обсяги сезонного завантаження комбайнів призводять до того, що за пізніх термінів τ_{np} збирання насіння озимого ріпаку може тривати до початку достигання суміжної культури, а саме озимі пшениці [8]. У цьому разі зростає ймовірність (I/Z_n) запізнення із відповідними технологічними процесами (рис. 3) та виникнення обсягів (S_n) незібраних площ. Отримані множини значень S_n для різних S_r опрацьовано за методами кореляційно-регресійного аналізу, що дало змогу встановити відповідні значення кореляційних відношень і рівняння цих залежностей (табл.).

Таблиця – Рівняння та кореляційні відношення залежностей оцінок математичного сподівання обсягів незібраних площ озимого ріпаку від часу початку збиральних робіт

Час початку збиральних робіт	Рівняння залежності	Кореляційне відношення
1	2	3
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.7}$	$S_i^{\varepsilon 0.7} = -9,5 \cdot 10^{-9} \cdot S_r^4 + 1,21 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5657 \cdot S_r - 26,178$	0,992
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.75}$	$S_i^{\varepsilon 0.75} = -8,7 \cdot 10^{-9} \cdot S_r^4 + 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5657 \cdot S_r - 26,178$	0,991
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.8}$	$S_i^{\varepsilon 0.8} = -8 \cdot 10^{-9} \cdot S_r^4 + 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5657 \cdot S_r - 26,178$	0,992
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.85}$	$S_i^{\varepsilon 0.85} = -8 \cdot 10^{-9} \cdot S_r^4 + 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5657 \cdot S_r - 26,178$	0,992
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.9}$	$S_i^{\varepsilon 0.9} = -1,95 \cdot 10^{-8} \cdot S_r^4 + 2,14 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,8173 \cdot S_r - 35,428$	0,993
$\tau_{np}^{\varepsilon 0.95}$	$S_i^{\varepsilon 0.95} = -2,1 \cdot 10^{-8} \cdot S_r^4 + 2,16 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,5939 \cdot S_r - 21,896$	0,992
$\tau_{np}^{\varepsilon 1.0}$	$S_i^{\varepsilon 1.0} = -2,3 \cdot 10^{-8} \cdot S_r^4 + 1,97 \cdot 10^{-5} \cdot S_r^3 - 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot S_r^2 + 0,2604 \cdot S_r - 4,5541$	0,991

Кількісне оцінення ймовірності запізнення ($I[Z_n]$) із процесами збирання насіння озимого ріпаку здійснено із співвідношення кількості (n_n) таких випадків до загальної кількості ітерацій (Np) статистичної імітаційної моделі – $I[Z_n] = \sum_i^{Np} n_n / Np$.

Виникнення S_n зумовлює зниження ефективності ТПЗР оскільки роботи виконані невчасно. За таких умов, втрачатиметься врожай на незібраній площі озимого ріпаку, або виникатиме необхідність корегування ходу робіт із збирання врожаю суміжної культури.

Таким чином, застосування розроблених методів та моделей відображення впливу предметно-біологічної й агрометеорологічної складових ТСЗР, а також обсягів вирощування культури і параметрів відповідного технічного оснащення на функціональні показники технологічних процесів у відповідних підсистемах дає змогу здійснити

оцінення технологічних втрат у фізичних показниках. Зокрема, таких як валові та питомі обсяги фактично зібраного врожаю, а відтак здійснити обґрунтування параметрів ТСЗР на підставі узгодження обсягів виробничих площ культури із параметрами технічного оснащення відповідних технологічних систем.

Висновки. Запізнення із виконанням механізованих процесів обприскування стеблостою для внесення склеювачів зумовлює втрати насіння озимого ріпаку через їх розтріскування як до початку механізованих процесів збирання врожаю так і під час їх виконання. Вірогідність такого послідовного впливу ТПОС на функціональні показники ТПЗР оцінено на підставі встановленої залежності ймовірності запізнення із обприскуванням стеблостою від площі озимого ріпаку. Відповідно до цієї залежності, а також залежності обсягів несвоєчасно обприсканих площ озимого ріпаку від площі культури встановлено, що використання висококліренсного обприскувача Мекосан Теснома Laser 4240-30 на площі більше 250 га призводить до високої ймовірності запізнення із роботами ($I[Z_n] = 0,616$) та різкого зростання обсягів технологічних втрат врожаю культури. Використання у ТСЗР комбайна типу CLAAS Mega 360 за різних термінів часу початку збиральних робіт ($\tau_{np}^{0.7} \dots \tau_{np}^{1.0}$) дає підстави констатувати, що більшого системного ефекту можна домогтися за умови порівняно швидшого виходу техніки в поле (за наявності 70% сухих стручків озимого ріпаку).

Література

1. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко. – М. : Наука, 1978. – 351 с.
2. Завалишин Ф.С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Ф.С. Завалишин. – М.: Колос, 1973. – 319 с.
3. Власенков А.Н. Повышение эффективности уборки семян рапса в условиях повышенного увлажнения путём обоснования сроков уборки и режимов работы зерноуборочных комбайнов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / А. Н. Власенков. – Санкт – Петербург, 2013. – 20 с.
4. Пасечная Л.Д. Методические основы определения технического оснащения уборочных работ : автореф. дис. на соиск. научн. степ. канд. техн. наук : спец. 05.20.01 „Технологии и средства механизации сельского хозяйства” / Л.Д. Пасечная. – Кубан. СХИ. Краснодар, 1988. – 19 с.

5. Пилюк Я.Э. Пиктор – проверенный помощник озимого рапса / Я. Э. Пилюк // Белорусская нива, 2010. – № 86. – С.3.

6. Табашников А.Т. Оптимизация уборки зерновых и кормовых культур / А.Т. Табашников. – М.: Агропромиздат, 1985. – 159 с.

7. Уланова Е.С. Методы корреляционного и регрессионного анализа в агрометеорологии / Е. С. Уланова, В. Н. Забелин. – Л. : Гидрометеиздат, 1990. – 146 с.

8. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” / Є. І. Ціп. – Львів., 2002. – 18 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.33.02

© К.В. Васильковська, к.т.н.; О.М. Васильковський, к.т.н.;

С.М. Мороз, к.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

ПОЛЬОВІ ВИПРОБУВАННЯ СЕКЦІЇ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОЇ СІВАЛКИ З ЗАПРОПОНОВАНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ

Запропоновано нову конструкцію пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом. Наведені результати випробувань експериментальної посівної секції із запропонованим пневмомеханічним апаратом.

ПНЕВМОМЕХАНІЧНИЙ ВИСІВНИЙ АПАРАТ, ПРОСАПНІ КУЛЬТУРИ, ПРИСТРІЙ, ПОСІВНА СЕКЦІЯ, КОЕФІЦІЄНТ ВАРІАЦІЇ.

Постановка проблеми. За останні десятиріччя змінився не тільки суспільно-політичний устрій нашої країни, а господарчі відносини, в тому числі і у виробництві продукції агропромислового комплексу. Тому вибір обладнання для сільськогосподарського виробництва на початковому етапі, а саме: сівалки для точного висіву насіння – є першочерговою умовою майбутнього врожаю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою підвищення ефективності точного висіву насіння на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено дослідний зразок секції нової пневмомеханічної сівалки для точного висіву насіння просапних культур [1-4].

Мета дослідження – проведення польових випробувань секції пневмомеханічної сівалки.

Результати дослідження. Головною особливістю нового висівного апарата (рис. 1) є використання висівного диска з периферійним розташуванням комірок, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки для примусового захоплення насіння диском в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання.

Для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска у верхній частині циліндричної поверхні корпусу виконано пасивний пристрій у вигляді порожнини, до якої потрапляють зайві насінини і, відокремлюючись від диска, повертаються до зони заповнення.

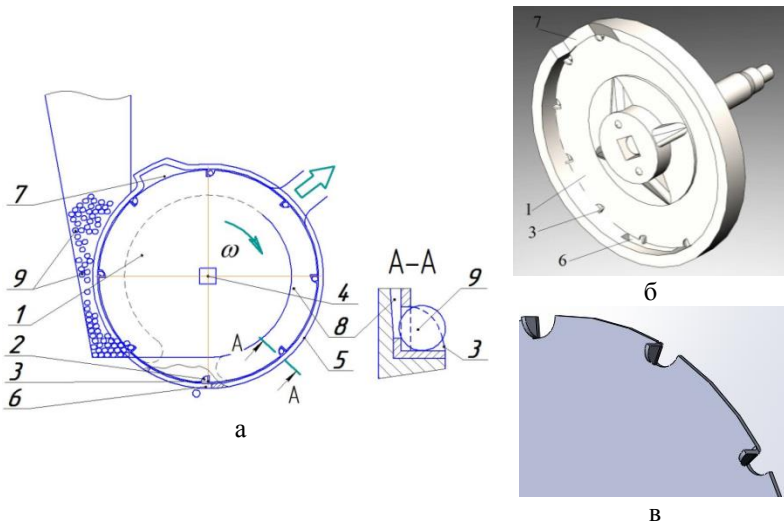


Рис. 1 – Запропонований пневмомеханічний висівний апарат: схема (а), тривимірна модель висівного апарата (б) та тривимірна модель фрагмента висівного диска (в): 1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно; 7 – пасивний пристрій (порожнина) для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння

В нижній частині поверхні корпусу виконано висівне вікно, яке забезпечує вільне випадіння насіння до борозни.

На полях ТОВ Агропромислової Групи «Фаворит» (с. Підгайці Кіровоградського району Кіровоградської області) були проведені польові випробування експериментального зразка дослідного пневмомеханічного висівного апарата (рис. 2), встановленого на одну секцію серійної сівалки УПС-12, агрегатованої з трактором МТЗ-82 [5].



Рис. 2 – Загальний вигляд дослідного зразка секції пневмомеханічної сівалки

Висів насіння цукрових буряків сорту «Ялтушківський ЧС-72» проводився на 2 загінках, кожна площею 0,86 га, після оранки та передпосівного обробітку ґрунту 12 квітня 2013 року. На першій загінці швидкість посівного агрегату становила 4,26 км/год, а на другій – 7,24 км/год. Норма висіву насіння становила 10,65 шт./пог.м.

Висів насіння кукурудзи сорту «Оржиця 237 МВ» проводився на загінці площею 0,43 га 16 квітня 2013 року. Норма висіву насіння становила 7 шт./пог.м.

Висів насіння сої сорту «Ювілейна» проводився на загінці площею 0,43 га 24 квітня 2013 року. Норма висіву насіння становила 10 шт./пог.м.

Перевірка якості висіву насіння цукрових буряків проводилась на 10 залікових ділянках, загальною довжиною 40 м, загінки і показала наступні результати:

– на першій загінці коефіцієнт варіації розміщення насіння цукрових буряків по довжині рядка становив 10,3% – для дослідного екземпляра та 14,6% – для серійного;

– на другій загінці коефіцієнт варіації розміщення насіння цукрових буряків по довжині рядка становив 9,8% – для дослідного екземпляра та 18,4% – для серійного (рис. 3).

Перевірка якості висіву насіння кукурудзи та сої проводилась на 5 залізкових ділянках, загальною довжиною 20 м загінки, для кожної культури і показала наступні результати:

– коефіцієнт варіації розміщення насіння кукурудзи по довжині рядка становив 11,2%, - для дослідного екземпляра та 14,4% - для серійного;

– коефіцієнт варіації розміщення насіння сої по довжині рядка становив 9,8%, - для дослідного екземпляра та 15,9% - для серійного.

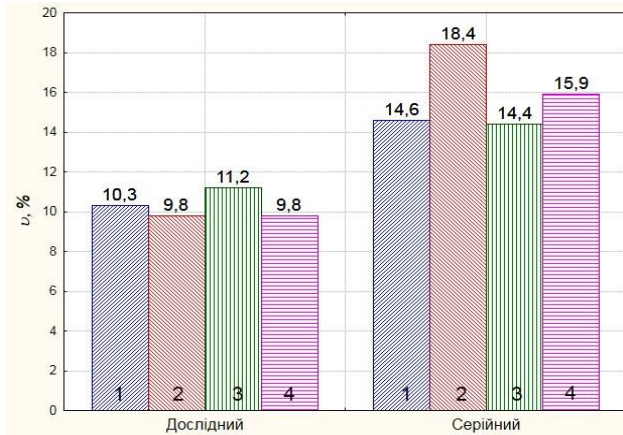


Рис. 3 – Варіація розміщення насіння досліджуваних просапних культур в рядку для дослідного та серійного висівних апаратів: 1 – цукрових буряків при швидкості 4,26 км/год, 2 – цукрових буряків при швидкості 7,24 км/год, 3 – кукурудзи при швидкості 4,26 км/год, 4 – сої при швидкості 4,26 км/год

Висновки. Таким чином, експериментальні дослідження секції пневмомеханічної сівалки для точного висіву з новим пневмомеханічним висівним апаратом з периферійним розташуванням комірок на висівному диску та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом підтвердили отримання більш рівномірно розміщених в рядку насінин. Також застосування нового пневмомеханічного висівного апарата надає змогу зменшити

використання посівного матеріалу при збереженні високої якості розміщення насіння в рядку, тим самим рівномірного розміщення насінин по площі живлення.

Література

1. Пат. 77191 У Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. (Україна); заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.

2. Петренко М.М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. –Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2011. – Вип. 107. – С. 359-363.

3. Петренко М.М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 41; Ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.

4. Васильковська К.В. Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння / К.В. Васильковська, О.М. Васильковський // Східноєвропейський журнал новітніх технологій. Vol 6, No 7 (72) (2014) – Харків: Технологічний центр, 2014. С. 33-36.

5. Васильковська К.В. Обґрунтування параметрів універсального пневмомеханічного висівного апарата точного висіву: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / К.В. Васильковська. – Кіровоград, 2014.

6. Vasytkovs'ka Katerina Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops / Katerina Vasytkovs'ka, Olexyi Vasytkovs'kyu, Sergiy Leschenko, Dmiro Petrenko // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 44 – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 3-6.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Сало

УДК 631.03

© Б.М. Гевко, д.т.н., О.Л. Ляшук, к.т.н., Р.І. Чвартацький
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

І.І. Чвартацький, к.т.н., А. Грабар

Бережанський агротехнічний інститут національного університету біоресурсів

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ БУЛЬБОПЛОДІВ В КОРМО ВИРОБНИЦТВІ

Розвиток і ефективність тваринництва зумовлюється рівнем реалізації системи пов'язаних раціональних принципів, які охоплюють весь виробничий цикл і оцінюються витратами особливо кормових та інших ресурсів на одиницю виробленої продукції. Кормовиробництво потребує системного аналізу і прийняття відповідних рішень, а також розв'язання механіко-технологічних та інженерно-технічних задач. Приведені нові конструкції пристроїв для подрібнення кормів і обґрунтовано аналітичні залежності для визначення продуктивності установки, середньої швидкості подрібнення, потужності приводу, конструктивних параметрів завантажувальних і подрібнювальних механізмів.

ПОДРІБНЕННЯ КОРМІВ, КОРМОВИРОБНИЦТВО, БУЛЬБОПЛІД, ПОДРІБНЮВАЧ.

Постановка проблеми. Розвиток і ефективність тваринництва зумовлюється рівнем реалізації системи пов'язаних раціональних принципів, які охоплюють весь виробничий цикл і оцінюються витратами особливо кормових та інших ресурсів на одиницю виробленої продукції. Кормо виробництво потребує системного аналізу і прийняття відповідних рішень, а також розв'язання механіко-технологічних та інженерно-технічних прогресу належить:

- утримання та впровадження високоефективних типів годівлі й структури кормових раціонів;
- створення принципово нових високоефективних машин та обладнання, а також багато нових сучасних організаційно-технологічних та економічних рішень;
- процес кормоприготування полягає у виконанні технологічних заходів спрямованих на специфіку кормової сировини з метою надання їй нових властивостей.

Для високоефективного використання кормів важливим є забезпечення раціональної крупності кормових частинок, що залежить від біологічного виду та віку тварин, а також від виду кормової сировини й характеру використання кормів. З цією метою кормову сировину перед згодовуванням подрібнюють.

Аналіз останніх результатів дослідження. Розробкою прогресивних технологічних процесів приготування кормів тваринництву присвячені праці проф. Ревенко І.І.[1], Манько В.В.[2], Кухти Г.М. [3], Краковського І.В. та багатьох інших. Однак цілий ряд питань проектування прогресивного технологічного оснащення для приготування кормів для тваринництва і визначення раціональних параметрів потребують його вирішення.

Мета дослідження. Завданням даної роботи було описати нові конструкції пристроїв для подрібнення кормів, а також обґрунтувати аналітичні залежності для визначення продуктивності установки, середньої швидкості подрібнення, потужності приводу, конструктивних параметрів завантажувальних і подрібнювальних механізмів.

Результати дослідження. Подрібнювач і змішувач кормових сумішей виконано у вигляді вертикального корпусу 1, у верхній внутрішній конусній частині 2 якого рівномірно по колу встановлено вертикально три конусних шнеки 3 зі збільшенням діаметрів до низу на валах 4, які знизу встановлені на упорних підшипниках 5, а зверху в радіально упорних 6. Останні жорстко встановлені у кришці 7, яка жорстко встановлена і закріплена зверху вертикального корпусу відомим способом.

Зверху по центру кришки 7 виконано бункер 8 з шибром 9. Під нижньою перемичкою 10 внутрішнього конуса 2 корпусу 1 встановлені приводні шестерні 11, які жорстко встановлені знизу на приводних валах 4 конічних шнеків 3 і є у взаємодії з центральною приводною шестернею 12, яка жорстко встановлена на валу електромотора 13 через запобіжну муфту 14.

На дні внутрішнього корпусу 2 виконано відвідний патрубок 15 для подрібненої маси 16 бульбоплодів 17 з вивантажувальним шнеком 18, який має індивідуальний привод (на кресленні не показано). Зверху відвідного патрубку 15 жорстко встановлено бункер сипких матеріалів 19 з шибром 20.

Для кращого подрібнення бульбоплодів по периферії шнеків 3 виконані ріжучі кромки 21 різної конфігурації, в залежності від умов роботи. Ці ріжучі кромки можуть виконуватися із твердого сплаву і припаюватися до шнека 3 відомим способом. Для вивантаження

подрібненої масиві 6 внизу на валах 4 жорстко встановлені вивантажувальні крильчатки 22. Для кращого відведення подрібненої маси бульбоплодів 16 дно внутрішньої конусної частини 2 виконано під кутом рівним куту вивантажувального патрубку 15.

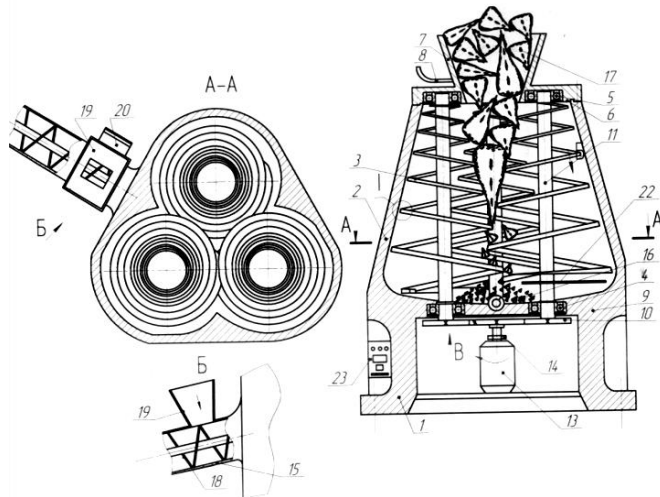


Рис. 1 – Установка для подрібнення і змішування кормів

Управління роботою установки здійснюється з пульта керування 23.

Робота подрібнювача-змішувача здійснюється наступним чином. Бульбоплоди 17 засипають у бункер 8, а сипкі домішки у бункер сипких матеріалів 19. Включають установку і відкривають заслонки 9 і 20 для подачі матеріалів в необхідних об'ємах. Шнеки з ріжучими кромками 21 подрібнюють бульби, маса яких опускається вниз і за допомогою подаючого елементів 22 поступає у відповідний патрубок 15 і за допомогою вивантажувального шнека 18 вивантажується у ємність (на кресленні не показано).

До переваг установки відноситься підвищення продуктивності праці і покращення якості продукції. Крім цього установку можна використовувати для виготовлення соків та інших цілей, розширюючи її технологічні можливості.

Продуктивність конвеєрної установки визначається з залежності

$$Q = b \cdot z \cdot v \cdot \gamma \cdot k, \quad (1)$$

де b – товщина стружки (шматочків), що зрізуються ножами; z – кількість ножів в конвеєрній стрічці; v – швидкість руху ножів, c^{-1} ;

γ – об’ємна маса коренебульбоплодів, кг/м³, (0,6-0,8); k – коефіцієнт використання кормів.

Середню швидкість доцільно вибирати в межах [1]:

$$V = \frac{1}{2} \sqrt{2gb}. \quad (2)$$

Потужність приводу N установки визначається з залежності [1]

$$N = Q \cdot q, \quad (3)$$

де q – загальна питома енергоємність залежить від пружності подрібнення $q=0,8 \dots 4,4$ кдж/кг.

Необхідний об’єм робочої камери V залежить від продуктивності установки і часу t перебування сировини у камері [1]

$$V = \frac{Qt}{\beta\gamma} = \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot H, \quad (4)$$

де β – коефіцієнт заповнення камери (0,8...0,95); D_k – діаметр робочої камери; H – висота камери.

Висота камери

$$H = \frac{4Qt}{\pi D^2 \beta\gamma}, \quad (5)$$

де $H \approx D_k$.

Крім цього важливим моментом установки є те, щоб продуктивність конвеєрного подрібнювача була меншою продуктивності гвинтового змішувача. тобто $Q_{подр} < Q_{змішує}$ значення останнього визначається з залежності:

$$Q_{зм} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot n \cdot \gamma. \quad (6)$$

Висновки. На основі проведених результатів досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена прогресивна конструкція високопродуктивної конвеєрного подрібнювача змішувача для великогабаритних підприємств;

2. Виведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів процесів подрібнення і змішування і конструктивних параметрів самої установки.

Література

1. Механізація виробництва продукції тваринництва. І.І.Ревенко, Г.М.Кухта та інші. За ред. І.І.Ревенка. – К.: Урожай, 1994.- 264с.

2. Ревенко І.І., Манько В.М., Кравчук В.І. Машино використання у тваринництві. – К.:Урожай, 1999.-208с.
3. Кухта Г.М., Колесник А.Л., Кухта С.Г. Механізація і автоматизація животноводства. – К.:Вища школа 1990 – 335 ст.
4. Кулаковський І.В., Кирпичников Ф.С., Резник Е.І. Машины и оборудование для приготовления кормов: Справочник ВЗЧ – М.: Россельхоздат, 1987-1988 – 4Т – 284 ст. 42 – 1988 – 286 ст.
5. Мельников С.В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов – Л. Агроиздат, 1985 – 640 ст.
6. Патент на корисну модель, Україна №55150 Установка для подрібнення і змішування кормів. Чвартацький Р.І та інші. Бюл №23, 2010р.

УДК 621.87

© Б.М. Гевко, д.т.н., Н.М. Марчук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ НАРІЗАННЯ РІЗИ МІТЧИКАМИ В ГАЙКАХ І ДЕТАЛЯХ МАШИН

Інтенсивний розвиток машинобудування тісно пов'язаний з розробленням прогресивних конструкцій технологічного оснащення. Відомо, що понад 60% деталей більшості сучасних машин і механізмів мають різьбові отвори, обробка яких ріжучими інструментами в деталях з кольорових металів, сплавів, а також з високопластичних сталей являє собою досить складну технологічну задачу. Це має особливо серйозне значення при виготовленні точних різьбових отворів.

ПАТРОН, МІТЧИК ДЛЯ НАРІЗАННЯ РІЗИ, РЕВЕРСИВНИЙ ПРИСТРІЙ

Постановка проблеми. Створення нових конструкцій деталей машин з різьбовими отворами інструментальних матеріалів, удосконалення конструкції мітчиків і оптимізація геометрії ріжучої частини, поліпшення якості робочих поверхонь, застосування оптимальних налагоджень і нових видів охолодження не вирішують повністю питання високопродуктивного та якісного виготовлення внутрішніх різьблень у високопластичних матеріалах.

Суть технології виготовлення деталей машин базується на послідовному використанні різних технологічних способів дії інструментів на оброблювальну заготовку з метою надання її заданої форми, розмірів і вказаної точності. Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлено їхньою простотою, високою несучою здатністю та роз'єднанням деталей, застосування різноманітних різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосування до різних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Аналіз останніх результатів досліджень. Питаннями розроблення пристроїв для нарізання різі в деталях машин різного службового призначення присвячені праці Г.І.Грановського [1], В.І.Анурьєва [2], Д.М.Решетова [3], С.Н.Філоненка [4], В.Т. Павлише [5] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань потребують подальших досліджень. Це питання підвищення надійності і довговічності різьбонарізних інструментів, підвищення якості нарізання різі, зменшення шумових характеристик верстатів і технологічного оснащення в процесі експлуатації при нарізанні різі.

Мета дослідження – обґрунтування конструкцій пристрою для нарізання різі в гайках і приведення методики для розрахунку процесів різьбонарізання.

Результати дослідження. Реверсивний патрон для нарізання різі (рис. 1) виконано у вигляді хомута 1 для його кріплення на вертикально-свердлильному чи іншому верстаті за допомогою хвостовика 2 відомим способом. В нижній частині хвостовика виконано радіальний отвір, який є у жорсткій взаємодії з віссю – поводком 3, кінці якого є у взаємодії з верхньою конічною шестернею 4, у верхній частині якої встановлено підшипник 5 через який вони є у взаємодії з можливістю відносного обертового руху. Підшипник 5 також встановлений у внутрішній отвір верхньої частини обойми 6, в середній частині якої з двох протилежних сторін радіально встановлені на підшипниках 7 конічні шестерні сателіти 8, зуби яких є у взаємодії з зубами верхньої конічної шестерні 4 з можливістю кругового повертання. А до нижнього торця хвостовика 2 жорстко закріплено циліндричну пружину 9, яка зовнішнім діаметром і нижнім торцем є у взаємодії з валом – мітчика 10, через верхній отвір, який верхньою частиною є у взаємодії з зовнішнім діаметром підшипника-кочення 11, який зовнішнім діаметром є у взаємодії з латунною втулкою 12 з можливістю кругового повертання, який у верхній частині є у взаємодії з радіальним гвинтом 13, який жорстко встановлено у

верхній частині шестерні верхньої 4. В нижній частині з торця підшипник 11 є у взаємодії з проміжною втулкою 14, яка разом з латунною втулкою 12, яка нижнім торцем є у взаємодії з підшипником кочення 15, який жорстко встановлено на середній частині вала мітчика 10. Зовнішнім діаметром підшипник 15 є у взаємодії з внутрішнім отвором нижньої шестерні 16 з можливістю кругового провертання, яка конічними зубами є у взаємодії з зубами конічних шестерень сателітів 8. З нижнього торця на зовнішньому діаметрі вала мітчика 10 жорстко встановлена втулка 17, яка збоку закріплена гвинтом, а знизу болтом з шайбою гравером.

Реверсивний патрон є оснащений захисним механізмом від перевантаження шляхом виконання в торцевій поверхні нижньої шестерні 16 знизу і зверху втулки 17 рівномірно по колу конічні отвори, наприклад, вісім, які є у взаємодії з тілами кочення 18, які знизу підтиснуті пружинами 19 і наживною гайкою 20, яка нагвинчена на втулку 17, у внутрішньому отворі якої встановлено змінну циліндричну вставку 21 з квадратним отвором, який є у взаємодії з хвостовиком мітчика 22.

Крім цього в нижній частині хомута 1, встановленого на верстат за допомогою спеціальних болтів 23 жорстко закріплений утримувач 24 в якому у верхній частині виконані осьові пази 25 з можливістю відносного переміщення його відносно хомута. При цьому утримувач 24 знизу є у жорсткій взаємодії з підп'ятником 26, який нижньою основою опирається зверху в обойму 6 з можливістю осьового переміщення. До утримувача 4 рівномірно по колу приварені, наприклад, три рукоятки 27.

Робота патрона здійснюється наступним чином. Заготовка 28, в отворі якої необхідно нарізати різь, жорстко встановлена в пристрої 29 відомої конструкції, до якої підводиться мастильно-охолоджуюча рідина, включається верстат і мітчик 22 підводять до отвору заготовки 28 і здійснюють технологічний процес нарізання різі. При цьому обертовий рух передається зі шпинделя верстата на верхню конічну шестерню 4, конічні паразитні шестерні 8, тіла кочення 18, втулку 17, циліндричну вставку 21 і мітчик 22. При проходженні останнього до упора за допомогою рукояток 27 утримувач 4 опускають в низ і опускають обойму 3 і конічні шестерні. При цьому спрацьовують сателіти – конічні шестерні 8 і обертовий рух здійснюється в протилежну сторону і мітчик 22 викручують з отвору заготовки 28 і на її місце подається наступна заготовка.

До переваг реверсивного патрона відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

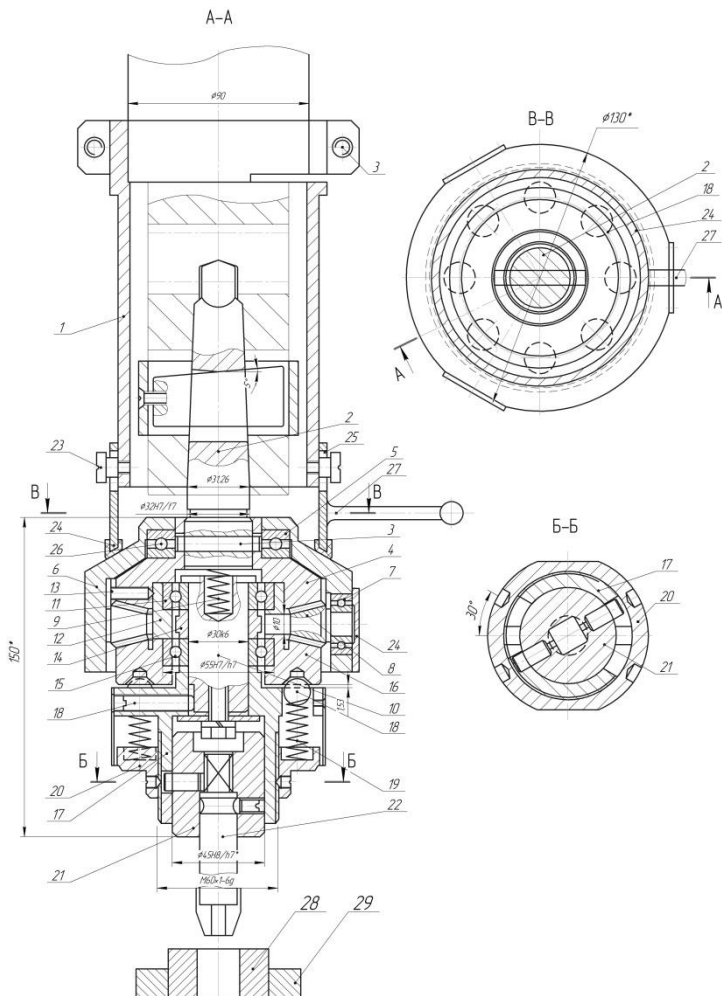


Рис. 1 – Реверсивний пристрій для нарізання гайок з зігнутим хвостовиком

За даними літературних джерел швидкості різання мітчиками приймають у межах $V = 10 \dots 20$ м/хв, хоча швидкорізальними автоматними мітчиками можна нарізати різьблення в гайках зі швидкостями різання $V < 50$ м / хв.

Швидкість різання мітчиками, круглими плашками і самовідкриваючими різбовими головками обчислюють за рівнянням [1]:

$$v = \frac{C_v K_v D^{1,2}}{T^m t^x}, \quad (1)$$

де C_v - коефіцієнт, що враховує умови обробки; D - зовнішній діаметр різби; K_v - поправочний коефіцієнт, що враховує марку оброблюваного матеріалу і вид інструменту; T - стійкість інструменту, хв; t - крок різі, мм.

Важливим параметром різбо нарізання є стійкість різбонарізних інструментів – це сумарний час, витрачений на нарізування різби в однотипних заготовок до моменту, коли зношування по задній поверхні різбонарізних інструментів досягає критерію зносу h_{\max} .

Щодо стійкості мітчиків, круглих плашок і самовідкриваючих різбонарізних головок, то їх підраховують згідно формули:

$$T = \left(\frac{C_v D^{1,2}}{vt^x} \right)^{1/m}, \quad (2)$$

де, m , x - показники степенів.

Сумарний вплив моментів сил різання, прикладених до лез і моментів сил тертя, що діють на бокових поверхнях всіх зубів, що здійснюють зрізання припуску і формування різбового профілю, веде до появи крутного моменту. Чим більше зубів знаходиться в процесі різання, тим більше крутний момент. Коли працюють всі зуби, розташовані на довжині ріжучої частини l_p гребінчастих різбонарізних інструментів, обертовий момент досягає найбільшого значення. При нарізуванні різб в наскрізних отворах (гайках), коли довжина ріжучої частини l_p більше глибини отвору l_o , одночасно в роботі може перебувати тільки частина ріжучих зубів, рівна

$$z_o = l_o K_r / t, \quad (3)$$

де K_r - число ріжучих різбових профілів. При цьому максимально крутний момент розвивається в той момент, коли ріжуча частина мітчика пройде уздовж осі деталі відстань, рівну глибині отвору (висоті деталі) l_o . При подальшому просуванні мітчика уздовж осі деталі ширина зрізаного шару кожним ріжучим зубом зменшується, що викликає зменшення сумарного поперечного перерізу зрізаного шару і зменшення крутного моменту.

За результатами вимірювань виведено рівняння крутного моменту в для різних типів різбонарізних інструментів:

$$M_{кр} = C_M K_M D^x t^y. \quad (4)$$

Ефективна потужність в кіловатах, витрачається на нарізування різьби, визначається за рівнянням [1].

$$N_e = 60 M_{кр} n, \quad (5)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, кНм; n - частота обертання інструмента об/хв.

Основний час роботи різьбонарізного обладнання витрачений на обробку однієї заготовки для різних методів різьбонарізання, розраховується за такими рівняннями: для різьбових різців

$$t_o = l_o + l_l + f)ig / (nP), \quad (6)$$

для гайкових і машинних мітчиків, нарізати різьбу в наскрізних отворах

$$t_o = (l_a + l_p) / (nP).$$

де l_q – довжина нарізання різі на заготовках; l_p – довжина робочої частини інструмента.

Висновки. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена конструкція реверсивного пристрою для нарізання різі в гайках на різьбонарізних верстатах, що забезпечує розширення технологічних магістралей.

2. Приведена методика розрахунку технологічних параметрів нарізання різі в гайках.

Література

1. Г.И.Грановський, В.Г.Грановський. Резание металлов. -М.: Высшая школа, 1985. -304 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В. 3Т. – М.: Машиностроение, 1982. -Т1.728 с. Т2.-559с., Т3-557с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989.-496с.
4. Филоненко С.Н.Резание металлов.Киев,1975.
5. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин.К.:”Вища школа”1993, 555с.

УДК 631.35: 633.521

© О.П. Герасимчук, к.т.н., О.Л.Ткачук, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

СИСТЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЛЬОНУ

У статті обґрунтовано доцільність формування систем перетворення льону, визначено їх структуру, напрямки аналізу та переорганізації з метою підвищення ефективності галузі.

ЕФЕКТИВНІСТЬ, ЛЬОН, СИСТЕМНИЙ ПІДХІД, СИСТЕМА ПЕРЕТВОРЕНЬ, МОДЕЛЬ

Постановка проблеми. Ефективність вирощування льону та виготовлення виробів з нього визначається застосуванням енергоефективних технологій та технічних систем, що забезпечують випуск високоякісного кінцевого продукту. Якість кінцевої продукції та витрати на її виготовлення формуються на всіх етапах, починаючи від вирощування і закінчуючи текстильною промисловістю, та визначаються не лише якістю та енергоефективністю окремих операцій, але й взаємозв'язками між ними. Розробляти та удосконалювати технології та технічні системи необхідно на основі дослідження процесів вирощування льону та виготовлення виробів з нього як цілісної множини технологічних операцій, відношень і зв'язків між ними, тобто на основі системного підходу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Застосування системного підходу для вивчення технологічних процесів та технічних систем реалізовано в роботах [1-3]. В.Хубкою [1] сформульовано систему загальних понять в галузі техніки, охарактеризовано систему перетворення як засіб реалізації потреб людини, визначено роль технічного процесу та технічної системи в процесі перетворення, розроблено багатокритеріальну класифікацію технічних систем та їх властивостей, проаналізовано закономірності еволюції, окреслені етапи створення та оцінки технічних систем. А.І. Половінкіним [2] у відповідності до ієрархії опису технічних систем, сформована система задач пошуку і вибору технічних рішень та обґрунтовано застосування методів технічної творчості у цій системі. Дж. О'Коннором та І. Макдермоттом [3] розглянуті принципи і методи цілісного пізнання складних систем шляхом причинно-наслідкового розгляду проблемних ситуацій.

Використання системного підходу передбачає визначення цілей системи, виявлення її структурних елементів та взаємозв'язку

між ними, розробку заходів, спрямованих на її удосконалення. Вирішенню цих задач для аграрних систем присвячені роботи О.В. Сидорчука [4]. Зокрема автором обґрунтована концептуальна модель системи машин для льонарства, що потребує розширення на суміжні галузі – переробку та текстильну промисловість, адже кінцевим продуктом, що задовольняє потреби людей, є не льнотреста, а вироби з льону.

Мета дослідження. Розробка концепції формування моделей систем перетворення льону.

Результати дослідження. Процеси вирощування, переробки льону та виготовлення виробів з нього являють собою цілісну множини операцій, метою виконання яких є створення кінцевого продукту з заданими властивостями. В теорії технічних систем процеси такого роду називаються перетвореннями – штучними процесами, в яких бажані зміни досягаються шляхом цілеспрямованого використання природних явищ [1].

В залежності від необхідного кінцевого стану операнда – виробів із льону (текстильних матеріалів і виробів, лляного котяніну, паперу та картону, шнурів та канатів, композитних матеріалів різного цільового призначення), тобто від мети перетворення, можна створити різні системи перетворення.

Стан операнда – виробів із льону визначається сукупністю (вектором) його властивостей. Ключовими характеристиками перетворення є початковий і кінцевий стан операнда. Крім того, одна й та ж система перетворення льону містить побічні виходи. Так, під час виготовлення текстильних матеріалів та виробів із льону відходи виробництва (побічні виходи) можуть бути використані для виготовлення композитних матеріалів.

Важливо зазначити, що вже на етапі визначення з необхідним кінцевим станом операнда системи перетворення льону закладаються ресурси підвищення енергоефективності, формуються вимоги до окремих операцій і технічних систем для їх реалізації.

Перетворення виконуються на основі певних технологій. Один і той же кінцевий стан операнда, що визначається вектором його властивостей, може бути реалізований різними технологіями. Ці технології вивчаються, досліджуються та удосконалюються в межах окремих часткових систем перетворення льону – вирощування, збирання, первинної переробки, прядіння, ткацтва та оздоблення. Наприклад розрізняють роздільну та комбайнову технологію збирання льону-довгунця, кардну, гребінну та апаратну систему прядіння льону тощо.

У всіх системах перетворення здійснюються трьома типами систем-операторів – людьми, технічними системами і реальним оточенням шляхом матеріального, енергетичного і інформаційного впливу на операнд. Люди як оператори системи перетворення льону включають множини людей, починаючи від агрономів і трактористів, і завершуючи технологами, дизайнерами та керівниками текстильних підприємств та здійснюють множини впливів на інших операторів і операнд безпосередньо з метою забезпечення необхідного його вихідного стану. Технічні системи включають множини машин для обробітки ґрунту, льонозбиральних машин, машин і апаратів первинної переробки, прядильних машин, ткацьких верстатів, джигерів, транспортних машин тощо. Оператор «реальне оточення» включає всі джерела зовнішніх впливів на систему перетворення льону. Його вплив особливо значний для технологічних операціях вирощування та збирання льону. Зокрема, до реального оточення належать природно-виробничі (рельєф, склад ґрунту, тощо) та агрометеорологічні умови (температура повітря, опади, тощо) умови.

Матеріальні зв'язки безпосередньо реалізують зміну властивостей операнда та операторів системи перетворення в процесі його реалізації. Енергетичні зв'язки включають витрати на реалізацію перетворення, в тому числі витрати пального, електроенергії, затрати на ремонт та амортизацію технічних систем. Знання і використання енергетичних зв'язків між елементами систем перетворення льону сприяє підвищення їх енергоефективності. Наприклад, приготування трести способом росяного мочіння є менш енергозатратним, ніж використання фізико-хімічних і хімічних способів. Проте, відсутність бажаних впливів реального оточення на етапі росяного мочіння (відсутність опадів, низька температура повітря) є причиною зменшення виходу та якості волокна. А тому не менш важливими є інформаційні зв'язки, що забезпечують передачу керуючі дій в залежності від стану операнда та інших елементів системи перетворення.

Таким чином структура моделі систем перетворення льону повинна містити (рис.1):

- початковий і кінцевий стан операнда – виробів із льону, що описується вектором його властивостей;
- побічні виходи;
- технології, що реалізують часткові перетворення;
- системи-оператори, що реалізують перетворення;
- зв'язки матеріального енергетичного та інформаційного характеру.

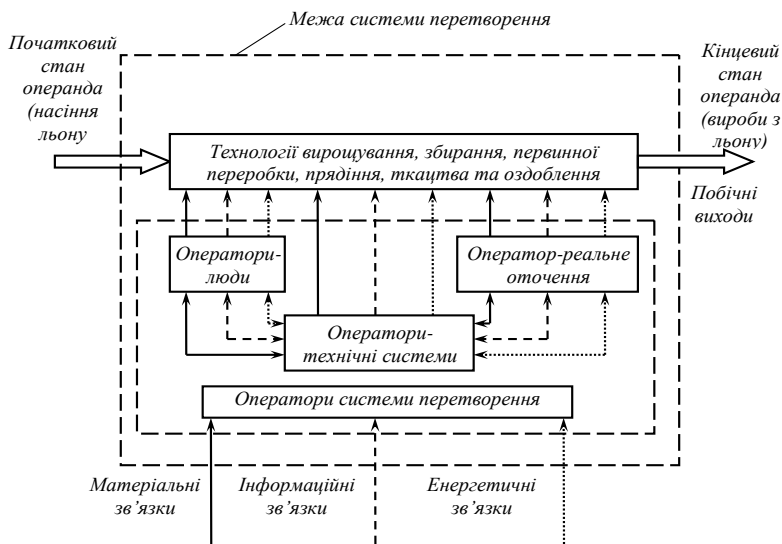


Рис. 1 – Структура моделі систем перетворення льону

Детальний аналіз системи перетворення дає змогу виділити в ній елементарні операції, які також є перетвореннями. Елементарна операція передбачає лише одну робочу дію і не може бути подрібнена на менші операції. Наприклад, перетворення льону в процесі його брання з початкового стану – стеблостій, в кінцевий – стрічка стебел льону за роздільної технології здійснюється чотирма елементарними операціями: розділення стеблостою, нахил стебел, їх підвід до бральних рівчаків, затискання пучків стебел та їхнє висмикування з ґрунту, транспортування стрічки стебел у бральних рівчаків, транспортування стрічки стебел в канал вивідного транспортера до виходу на розстилання. Аналогічно на елементарні операції можна розділити будь-яких технологічних процес системи перетворення льону.

Аналіз елементарних операцій необхідно здійснювати в рамках конкретної системи перетворення льону, так як ефективна реалізація перетворення обумовлена не стільки властивостями елементарних операцій, скільки властивостями його структури.

Висновки. Моделі систем перетворення повинні містити опис початкового та вихідного стану операнда, технології, операторів, та зв'язків між ними. Побудова та наступна переорганізація систем перетворення льону призведе до виникнення серії системних ефектів, в тому числі таких, що сприятимуть підвищенню ефективності галузі.

Література

1. Хубка В. Теория технических систем / Хубка В. – М.: Мир, 1987. – 210 с.
2. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учебн пособие для чстудентов втузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. О'Коннор Дж. Искусство системного мышления: Необходимые знание о системах и творческий подход к решению проблем / Джозеф О'Коннор, Иан Макдермотт. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2006. – 256 с.
4. Сидорчук О.В. Інженерія машинних систем: Монографія/ О.В. Сидорчук. – К.: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – 263 с.
5. E. Nalobina. Systemical and methodological basics of the modernization of agricultural machineries/ E. Nalobina, A. Herasymchuk, V. Puts'. – Development trends of the modern technical sciences b&m Publishing. San Francisco, California, USA. – 2013. – С.20-25.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.352

© О.Ф. Говоров, к.т.н.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВОД ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ПОДРІБНЮВАЧА-РОЗПОДІЛЮВАЧА РОСЛИННИХ РЕШТОК

Приведено розроблену аналітичну залежність для визначення потужності на привод різального апарата.

ПОДРІБНЮВАЧ-РОЗПОДІЛЮВАЧ, НІЖ, ДИСКОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ОБИЧАЙКА, ПОТУЖНІСТЬ, ПОДРІБНЕНІ ЧАСТИНКИ, ТЕРТЯ, ШВИДКІСТЬ РУХУ.

Постановка проблеми. Конструкція першого в країнах СНД подрібнювача-розподільвача стебел рослин з дисковим робочим органом була розроблена в ННЦ „ІМЕСГ” в 2005 році.

Причому не дивлячись на те, що машина на вимогу замовника розроблялась прискореним методом, без достатнього наукового обґрунтування, вона в 2006 році успішно пройшла приймальні

випробування (Протокол приймальних випробувань № 2-35-06 (106 2006) і в 2007 році ТОВ „Завод Краси́лівмаш” поставив на серійне виробництво під маркою ПРН-4,5 „Поділля” і вже реалізовано десятки таких машин.

Однак при експлуатаванні подрібнювачів-розподільовачів виявилось, що складно визначити потужність двигуна трактора для оптимального використання такої машини.

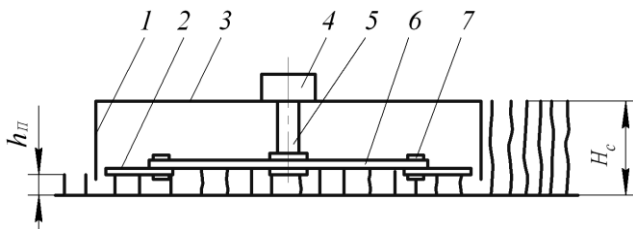


Рис.1 – Схема різального апарату подрібнювача-розподільовача з дисковим робочим органом: 1-обичайка; 2-ніж; 3-кожух; 4-редуктор; 5-вал; 6-тримач; 7-шарнір

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Автори роботи [1] в процесі експериментальних досліджень і випробувань використовували машину ПРН-4,5 з трактором класу 3 і перевантаження двигуна трактора не виявили.

Канадська фірма Schulte для подрібнювача-розподільовача S-150, який за параметрами близький до вітчизняного аналога ПРН-4,5 рекомендує в своєму проспекті [2] трактор з двигуном потужністю 65 к.с.

ТОВ „Завод Краси́лівмаш” в своєму проспекті [4] рекомендує агрегатувати подрібнювача розподільовача з трактором класу 3 (Т-150К та МТЗ-1220).

Отже відсутні науково обґрунтовані дані щодо потужності двигуна трактора для агрегування з подрібнювачем-розподільовачем ПРН-4,5.

Мета дослідження – розробити аналітичні залежності для визначення енергоємності робочого процесу подрібнювача-розподільовача стебел рослин з дисковим різальним органом.

Результати досліджень. Потужність на привод дискового робочого органа подрібнювача-розподільовача складається із таких величин:

$$N_{II} = N_p + N_f + N_v , \quad (1)$$

де N_{II} – потужність на привід дискового робочого органа подрібнювача-розподільювача поживних залишків, Вт; N_p – потужність на різання стебел рослин, Вт; N_f – потужність на переміщення подрібнених частинок стебел рослин по внутрішній поверхні обичайки кожуха диска, Вт; N_b – потужність для надання подрібненим частинкам стебел рослин обумовленої технологічним процесом швидкості, Вт.

Для забезпечення ефективного використання подрібнювача-розподільювача в господарстві він повинен забезпечувати подрібнення і розподілення стебел усіх рослин і їх решток, які використовуються в цьому господарстві для органічного удобрення ґрунту.

Для виконання цієї умови подрібнювач-розподільювач повинен стабільно працювати при його використанні на найбільш енергоємному об'єкті, що подрібнюється.

В переважній більшості господарств нашої країни найбільш енергоємним матеріалом, який використовується для органічного удобрення ґрунту є стерня кукурудзи, оскільки її стернини мають найбільший діаметр і твердість.

Потужність на перерізування стерні кукурудзи визначається через енергоємність одного перерізування стернини і кількості перерізувань за одиницю часу за формулою:

$$N_p = E_c n_c, \quad (2)$$

де E_c – енергоємність одного перерізування стернин, Вт; n_c – кількість перерізувань стернин за одиницю часу, шт.

Потужність одного перерізування стернини кукурудзи E_c визначається в лабораторних умовах на спеціальній установці, наприклад, маятниковому копрі, на якому перерізуються заготовлені зразки стернин кукурудзи середньої товщини і визначається потужність на одне перерізування одного зразка.

Кількість перерізувань стернин n_c за одиницю часу визначається за формулою:

$$n_c = 2B_p v_p n_a n_k, \quad (3)$$

де 2 – коефіцієнт, який враховує, що різальний апарат двохрусний; B_p – робоча ширина захвату подрібнювача-розподільювача, м; v_p – робоча швидкість подрібнювального агрегату, м/с; n_a – агротехнічна норма вирощування рослин на одиниці площі, м²; n_k – середня кількість стебел, що має одна рослина, шт..

Після підстановки значення n_c з рівняння (3) в рівняння (2) одержимо:

$$N_p = 2E_c B_p v_p n_a n_k. \quad (4)$$

Потужність на переміщення подрібнених частинок по обичайці кожуха різального органа визначається через силу тертя цих частинок по внутрішній поверхні обичайки їх швидкість переміщення по поверхні обичайки, яка близька до колової швидкості периферійних кінців різальних кромek ножів дискового різального органа і кут циліндричної поверхні обичайки.

Причому кут циліндричної поверхні обичайки φ_o необхідно виражати, як його частину від кола, тобто:

$$\varphi_o = \frac{\varphi_o^{\circ}}{360^{\circ}}, \text{ або } \varphi_o' = \frac{\varphi_o'}{2\pi}. \quad (5)$$

де φ_o – кут циліндричної частини обичайки, як частина кола; φ_o° – кут циліндричної частини обичайки, град; φ_o' – кут циліндричної частини обичайки, рад.

Тоді:
$$N_f = f_{\tau} \omega_o F_{\tau} R_o \varphi_o, \quad (6)$$

де f_{τ} – коефіцієнт тертя подрібнених частинок стерні по внутрішній поверхні обичайки; ω_o – кутова швидкість подрібнювального диска; F_{τ} – відцентрова сила, з якою подрібнені частинки стерні тиснуть на внутрішню поверхню обичайки визначається, через масу частинок, що проходить через обичайку за одиницю часу, кутову швидкість подрібнювального диска і радіус, що проходить через середину товщини шару частинок, що рухаються по поверхні обичайки:

$$F_{\tau} = m_{\tau} \omega_o^2 R_{\text{ш}}, \quad (7)$$

де m_{τ} – маса частинок, що переміщуються по внутрішній поверхні обичайки за одиницю часу, кг/с; $R_{\text{ш}}$ – радіус кола, що проходить через середину товщини шару частинок подрібненої стерні, що рухається по поверхні обичайки, м;

Маса частинок стерні, що переміщується по внутрішній поверхні обичайки кожуха за одиницю часу визначаємо через масу одиниці довжини стернини і загальну довжину стерні, що подрібнюється за цей час за формулою:

$$m_{\tau} = q_c B_p \nu_p n_a n_c (H_c - h_n), \quad (8)$$

де q_c – маса одиниці довжини стернини, кг/м; H_c – середня висота стерні, що подрібнюється, м; h_n – висота зрізування стерні подрібнювачем-розподілювачем, м.

Радіус кола $R_{\text{ш}}$ можна визначити за формулою:

$$R_{\text{ш}} = R_o - \frac{\delta}{2}, \quad (9)$$

де δ – товщина шару подрібнених частинок що рухаються по внутрішній частині обичайки, м;

В зв'язку з тим, що при подрібненні стерні в кожух подрібнювального органа поступає порівняно невелика кількість подрібненої маси, що рухається по внутрішній поверхні обичайки, то товщина цього шару подрібнених частинок не перевищує середнього діаметра стернин, тобто $\delta \geq d_c$. Тому після підстановки в формулу (9) такого значення δ одержимо:

$$R_{ш} = R_o - \frac{d_c}{2} = R_o - R_c, \quad (10)$$

де R_c – радіус стернини середньої товщини.

Після підстановки в рівняння (7) значень m_q і $R_{ш}$ з залежностей (8) і (10) одержимо:

$$F_\theta = q_c (R_o - R_c) (H_c - h_n) B_p \nu_p \omega_o^2 n_a n_c. \quad (11)$$

А остаточне значення рівняння для визначення потужності на переміщення подрібнених частинок по обичайці кожуха одержимо після підстановки в рівняння (6) значення F_θ з рівняння (11):

$$N_f = q_c f_q \omega_o^3 R_o \varphi_o B_p \nu_p n_a n_c (R_o - R_c) (H_c - h_n). \quad (12)$$

При визначенні енергоємності на надання швидкості подрібненим частинкам стерні приймається, що оскільки ці частинки переміщуються по внутрішній поверхні обичайки ножами подрібнювального диска, то їх кутова швидкість рівна кутовій швидкості подрібнювального органа (диска) ω_o , а їх колова швидкість обумовлюється і радіусом кола, що проходить через середину товщини шару частинок стерні, що рухаються по обичайці, тобто $R_{ш}$.

Тому енергоємність на надання швидкості подрібненим частинкам стерні, що рухаються по внутрішній частині обичайки, тобто $R_{ш}$.

Тому енергоємність на надання швидкості подрібненим частинкам стерні визначається за формулою:

$$N_v = \frac{m_q \omega_o^2 R_{ш}^2}{2}. \quad (13)$$

Або після підстановки значення m_q із рівняння (8) та $R_{ш}$ із залежності (10) формула для визначення потужності на надання швидкості подрібненим частинкам стерні буде мати вигляд:

$$N_v = \frac{q_c \omega_o^2 B_p \nu_p n_a n_c (H_c - h_n) (R_o - R_c)^2}{2}. \quad (14)$$

З урахуванням значень потужності на перерізування стерні із формули (4), потужності на переміщення подрібнених частинок стерні по обичайці із формули (12) та потужності на надання швидкості подрібненим частинкам із формул (14), формула для визначення

потужності необхідної на привод різального диска подрібнювача-розподільювача рослинних решток з вертикальною віссю обертання буде мати вигляд:

$$N_{II} = 2E_c B_p v_p n_a n_c + q_c f_c \omega_o^3 R_o \varphi_o B_p v_p n_a n_c (R_o - R_c)(H_c - h_{II}) + \frac{q_c \omega_o B_p v_p n_a n_c (H_c - h_c)(R_o - R_c)^2}{2} =$$
$$= B_p v_p n_a n_c \left\{ 2E + q_c \omega_o \left[(R_o - R_c)(H_c - h_{II}) \left(\omega_o^2 f_c R_o \varphi_o + \frac{R_o - R_c}{2} \right) \right] \right\}. \quad (15)$$

Висновки. Потужність на привод дискового робочого органа подрібнювача-розподільювача стебел рослин з вертикальною віссю обертання подрібнювального органа включає три таких складових потужностей:

- 1) потужність на перерізування стебел рослин;
- 2) потужність на переміщення подрібнених стебел по внутрішній поверхні обичайки кожуха;
- 3) потужність на надання подрібненим частинкам стебел технологічної обумовленої швидкості.

Література

1. Говоров О.Ф., Польовий Б.П., Левчук М.С. Подрібнювач рослинних решток ПР-4,5 // Аграрна наука-виробництво. Науково інформаційний бюлетень завершених наукових розробок НААН. – № 1. – 2010. – С.26.
2. Подрібнювач-розподільювач рослинних решток S-150 // Проспект фірми Schulte (Канада).
3. Подрібнювач рослинних решток ПРН-4,5 „Поділля” // Проспект ТОВ „Завод Красилівмаш” (Хмельницька обл.).

Рецензент д.с.-г.н. М.К. Лінник

УДК 631

© В.З Гудь к.т.н., А.Є Дячун к.т.н., А.Б Гупка
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
РОЗТОЧУВАННЯ ПРОФІЛЬНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК
ОЧИСНИКІВ ДИСКОВИХ КОПАЧІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ
МАШИН**

Проведено експериментальні дослідження процесу розточування профільних гвинтових заготовок очисників. Розроблено математичну модель на основі експериментальних досліджень. Проаналізовано вплив параметрів на шорсткість поверхні.

ГВИНТОВІ ЗАГОТОВКИ, РОЗТОЧЕННЯ, ДИСКИ КОПАЧІВ.

Постановка проблеми. Сучасні технічні системи, що включають у свій склад профільні гвинтові заготовки, а також виробництво висувають підвищені вимоги до їх якості і точності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розточуванню гвинтових заготовок присвячено багато праць, серед яких варто виділити роботи Пилипця М.І., Гевка Б.М., Ляшука О.Л., Драгана А.П. Розвиток теоретичних основ технології виготовлення заготовок пластичним деформуванням започатковано в роботах Р.Мізеса, М. Губера, Г. Генкі, А.Надаї, які експериментально і теоретично вивчали стан металів у процесі пластичної деформації й довели, що залишкова деформація розпочинається з моменту виникнення у металі дотичного напруження певної величини, постійної для даних умов деформування, розробити системи рівняння рівноваги деформованого матеріалу, які включають напруження та величини деформації.

Мета дослідження - розроблення науково-практичних рекомендацій для проектування технологічного процесу розточування профільних заготовок шнекових очисників.

Результати дослідження. Для дослідження шорсткості поверхні ПГЗ під час розточування проведено серію експериментів. Досліджування проводились на токарно-гвинторізному верстаті 16К20. Шорсткість обробленої поверхні визначали за допомогою зразків шорсткості і профілографа-профілометра.

Для теоретичного дослідження шорсткості в процесі розточування ПГЗ розроблено емпіричну математичну модель на основі результатів експерименту, яка описує поведінку досліджуваного технологічного процесу, вплив його параметрів на шорсткість поверхні та рекомендує необхідні умови його проведення.

Дослідження шорсткості поверхні внутрішнього діаметра ПГЗ під час розточування : від великої кількості технологічних факторів. До цих факторів належать і режими обробки: конструкція, геометрія та з різального інструмента, тип і стан устаткування та технологічного оснащення, жорсткість та динамічні характеристики елементів технологічної системи.

Розточування проводили для ПГЗ виготовлених із сталі 08кп прохідним різцем із її параметрами: передній кут $\gamma=10^\circ$, задній кут $\beta=10^\circ$, радіус заокруглення при різця $r=0,5\text{мм}$. Матеріал ріжучої частини різця Т15К6.

По аналогії з дослідженнями розточування звичайних циліндричних отворів ну шорсткості можна представити емпіричною математичною залежністю:

$$Ra = C \cdot S^p \cdot t^q \cdot V^l \cdot s^k, \quad (1)$$

де C - константа; S - подача, мм/об; t - глибина різання, мм; V - швидкість різання, м/хв; s - товщина листового матеріалу ПГЗ, мм; p, q, l, k - показники степені при відповідних параметрах.

Рівняння (1) можна представити в логарифмічній формі наступним чином:

$$\ln Ra = \ln C + p \ln S + q \ln t + l \ln V + k \ln s. \quad (2)$$

Враховуючи похибку експерименту ε ;

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + \varepsilon. \quad (3)$$

Експеримент планували на основі багатофакторного аналізу, тобто одночасно вирівнювання усіх змінних факторів, $x_1(S)$, $x_2(t)$, $x_3(V)$, $x_4(s)$. Щоб знайти залежність $Ra=f(S, t, V, s)$ використовували повний факторний експеримент типу 2^k , де k – кількість змінних незалежних факторів ($k=4$), що потребує реалізації 16 основних дослідів.

Зв'язок між кодованими x_i і натуральними факторами встановили за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{2(\ln S - \ln 0,2)}{(\ln 0,2 - \ln 0,1)} + 1; \\ x_2 &= \frac{2(\ln t - \ln 1)}{(\ln 1 - \ln 0,5)} + 1; \\ x_3 &= \frac{2(\ln V - \ln 300)}{(\ln 300 - \ln 200)} + 1; \\ x_4 &= \frac{2(\ln s - \ln 1)}{(\ln 1 - \ln 0,6)} + 1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Шукана математична модель досліджуваного процесу набере вигляду:

$$\ln Ra = 1,73 + 0,071x_1 + 0,081x_2 + 0,034x_3 + 0,177x_4. \quad (5)$$

Підставляючи значення формули (4) у рівняння (5), отримали формулу для визначення логарифму шорсткості розточування ПГЗ:

$$\ln Ra = 4,27 + 0,021 \ln S + 0,042 \ln V + 0,098 \ln t + 0,71 \ln s. \quad (6)$$

Отже, кінцева формула для визначення шорсткості поверхні в процесі розточування ПГЗ має вигляд:

$$Ra = \frac{71,52 \cdot S^{0,21} \cdot t^{0,098}}{V^{0,42} \cdot s^{0,71}}. \quad (7)$$

За даними формули (7) побудувати графічні залежності шорсткості поверхні внутрішнього діаметра ПГЗ під час розточування. Слід зауважити, що дана емпірична залежність адекватно відображає процес на проміжках змінних параметрів.

За даними теоретичних досліджень побудовано графічні залежності шорсткості поверхні внутрішнього діаметра ПГЗ під час розточування.

На рис. 1. зображено залежність шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від швидкості різання.

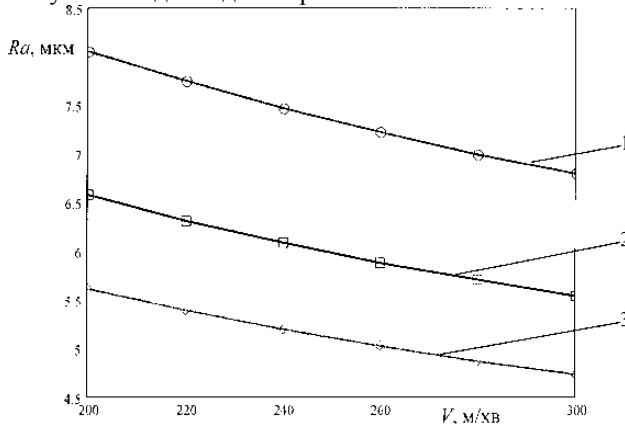


Рис. 1 – Графік залежності шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від швидкості різання ($S=0.2$ мм/об, $t=1$ мм)

На рис. 2. зображено залежність шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від товщини матеріалу ПГЗ.

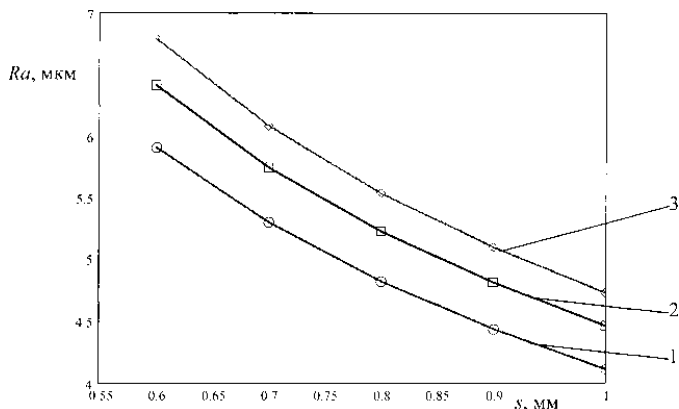


Рис. 2 – Графік залежності шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від товщини матеріалу ($V=300$ м/хв, $t=1$ мм)

На рис. 3. зображено залежність шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від подачі.

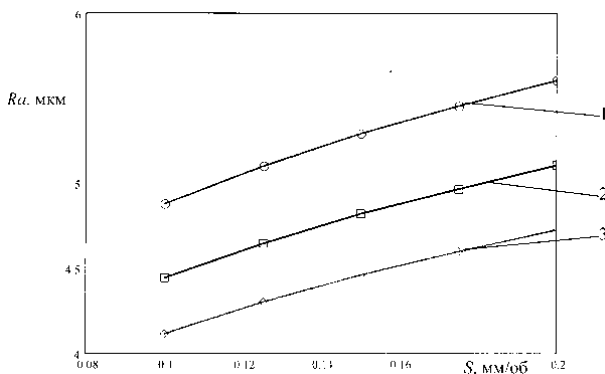


Рис. 3 – Графік залежності шорсткості поверхні ПГЗ після розточування від подачі ($s=1$ мм, $t=1$ мм)

Висновки. Проведено експериментальні дослідження виготовлення профільних гвинтових заготовок. Визначено залежність радіальної сили деформації стрічки від метричних параметрів стрічки із матеріалів сталь 08кп, дюралюміній Д15.

Представлено графіки залежності радіальної сили деформації від ширини, товщини стрічки та висоти гофра, а також поверхні відгуку та двомірні перерізи осей відгуку. Радіальна сила деформації зростає при збільшенні усіх метричних параметрів стрічки.

Література

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др.. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. – М.: Машиностроение, 1978. – 567с.
2. Булгаков В.М., Павельчук О.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною // Збірник Наукових праць Національного аграрного університету. «Механізація сільськогосподарського виробництва» том 7. – К.: НАУ, 2000. - С. 14-19.
3. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. - М.: БТИ ГОСНИТИ. 1962. – 230с.
4. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В та ін.. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки. – Луцьк: ЛТДУ, 1999.- 168 с.
5. ДСТУ 2258-93 (ГОСТ 7496-93). Машини бурякозбиральні. Загальні технічні умови. – К.: Держстандарт України. 1993. -14с.
6. Ковальчук А.С., Кравчук В.І., Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Погорілець Ю.О., Зиков П.Ю. Про шляхи подальшого розвитку збирання цукрових буряків // Вісник Національного аграрного університету. Том 2 «Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків» 1997. – С. 3-8.
7. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк – Київ-Тернопіль. – 1997.- 310 с.
8. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов – К.: Наукова думка, 1977.- 183с.
9. Половинкин А.Т. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов. [Текст] /А.И. Половинкин – М.: Машиностроение, 1988.- 368 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.331

© В.Ф. Дідух, д.т.н., Р.А. Хлопецький, С. Ф. Бабарика, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КРИВОЛІНІЙНОЇ ПОВЕРХНІ З УЩІЛЬНЕНИМ ШАРОМ САПРОПЕЛЮ

У статті приведені результати дослідження визначення швидкості поступального руху добувного модуля з врахуванням особливостей процесу відділення пласта озерних сапропелів середнього шару криволінійними поверхнями забірною пристрою фрезерного типу.

ДОБУВНИЙ МОДУЛЬ, САПРОПЕЛЬ, РОТОР, ЗАБІРНИЙ ПРИСТРІЙ, ОРГАНІЧНІ ДОБРИВА.

Постановка проблеми. Пошук нетрадиційних джерел органічної сировини для використання її у якості органічних добрив вказує на поклади озерних сапропелів, основні запаси яких зосереджені у північно-західному регіоні країни [1]. Очищення природних водойм технічними засобами пов'язано з їх негативним екологічним впливом на озеро та прилеглі до нього території. Відомі технічні засоби, які використовувались до недавнього часу не відповідають основним екологічним критеріям: помутніння води у зоні розробки, зниження рівня водного плеса, поява точкових заглиблень по площі озера, знищення прибережної смуги та ін. [2]. Тому розробка конструкції забірною пристрою, який забезпечить рівномірність видалення найбільш якісного для використання середнього шару сапропелю з врахуванням екологічних умов є складною проблемою наукових досліджень. Важливим моментом таких досліджень є вибір криволінійної поверхні робочого органу, який взаємодіє з капілярно-пористим колоїдним матеріалом [3] у водному середовищі, що обмежує використання високих швидкостей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі дослідження процесів розробки сапропелевих родовищ були спрямовані на пошук конструкцій забірних пристроїв великої продуктивності [2,4,5,6.]. При цьому глибокий теоретичний аналіз взаємодії робочих поверхонь з озерним сапропелем середнього шару відсутній. Це пояснюється складністю моделювання процесу та множинністю комбінацій властивостей сапропелів, який при виникненні дотичних зусиль змінює свою структуру та набуває

властивостей колоїдного тіла. Загалом середній та добре ущільнений нижній шар сапропелю [6] дозволяє розглядати його у статичному стані, з певними допущеннями, як ґрунт підвищеної вологості.

Так як процес добування сапропелю середніх шарів зводиться до відокремлення пласта певних розмірів від загального масиву за допомогою ріжучих елементів, то для такого процесу характерні відомі теоретичні положення, які відносять до теорії різання ґрунтів [7]. Заслужують також на увагу теоретичні дослідження фрезерних робочих органів [8] при вирішенні задач з кінематичного аналізу взаємодії ріжучих кромок робочих органів з ґрунтом. При цьому, важливим параметром, який впливає на якість виконання процесу є висока кутова швидкість, яка недопустима у випадку розробки озерного сапропелю.

Тому, для розробки добувного модуля [9] необхідно провести детальний кінематичний аналіз взаємодії криволінійної поверхні з сапропелем середнього шару з врахуванням екологічних умов його застосування та створення корисної тягової сили від крутного моменту забірною пристрою.

Метою досліджень є дослідження процесу взаємодії криволінійної робочої поверхні забірною пристрою добувного модуля з середнім шаром озерного сапропелю.

Результати досліджень. Запропонована конструкція засобу для добування середнього шару озерного сапропелю передбачає робочий орган у вигляді забірною пристрою фрезерного типу, що включає чотири криволінійні поверхні, які відділяють пласт сапропелю (рис. 1) по принципу роботи зворотної лопати ковша екскаватора. У такому випадку можливе виникнення корисної тягової сили, яка забезпечить переміщення добувного модуля у напрямку розробки висотою H . При цьому довжина ріжучої кромки з врахуванням стійкості добувного модуля має бути не меншою двох метрів. А форма внутрішньої криволінійної поверхні має бути виконана як частина спіралі Архімеда для мінімізації сил тертя матеріалу по внутрішній поверхні.

Як допущення у дослідженнях, вважаємо, що переміщення ріжучої кромки у сапропелі відбуватиметься без руйнування пласта до завершення його відокремлення від загального масиву. Крім цього, проведення кінематичного аналізу забірною пристрою враховуємо аналогічні основними параметрами робочих органів відомих машин - аналогів.

Траєкторія різання ножів ротора формується в результаті поєднання поступального руху добувного модуля u зі швидкістю

обертального руху ω забірною пристрою. Напрямок колового руху лопатей у верхній частині співпадає з напрямком поступального переміщення добувального модуля, в нижній частині – протилежний йому.

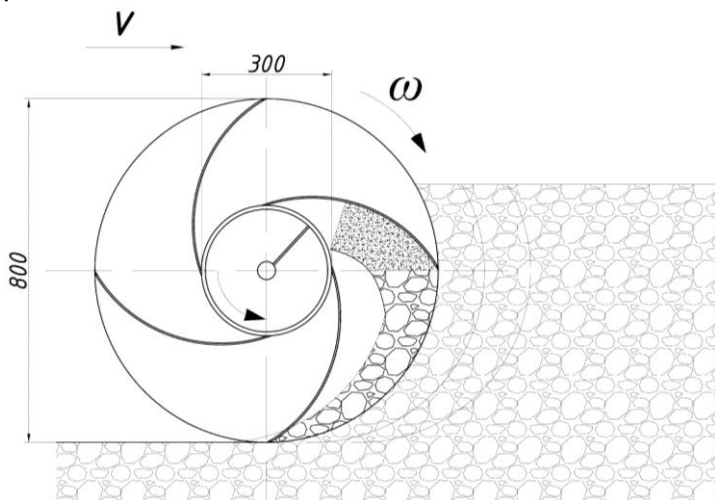


Рис. 1 – Схема добуваючої фрези

В кожний момент руху, в деякій точці на відстані $r_0 = \frac{u}{w}$ від осі забірною пристрою швидкості поступального і колового руху зрівнюються. При цьому траєкторію різання ножом можна представити як криві, що утворюються коченням без ковзання кола радіусом r_0 по даній прямій [10].

Така траєкторія відділення пласта сапропелю описуватиметься точкою (рис. 2) на продовженні кола, що котиться, на відстані R від її центру. А криві, що при цьому утворюються, будуть трохоїдами. Їх рівняння в параметричній формі мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x &= r_0 \cdot \varphi + R \cdot \sin \varphi \\ y &= r_0 + R \cdot \cos \varphi \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де φ – кут повороту забірною пристрою від початкового положення в радіанах; R – радіус кола від центра до ріжучого ножа.

Траєкторія врізання однією криволінійною поверхнею визначена і побудована по координатах x і y . Обчислення проводилось для точок кола від 0° до 360° через кожні 30° (рис. 3).

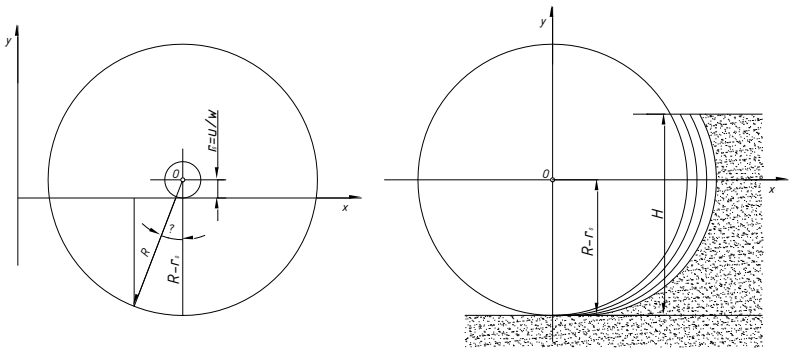


Рис. 2 – Схема траєкторії руху ножа однієї криволінійної поверхні

Початок відліку кутів обертання фрези приймаємо від позитивного напрямку осі у у напрямку годинникової стрілки.

Для параметру $r_0 = \frac{u}{\omega} = \frac{0,3}{6} = 0,05$, матимемо наступні координати (табл.).

За даними координатами будуюмо трохоїду (рис.3).

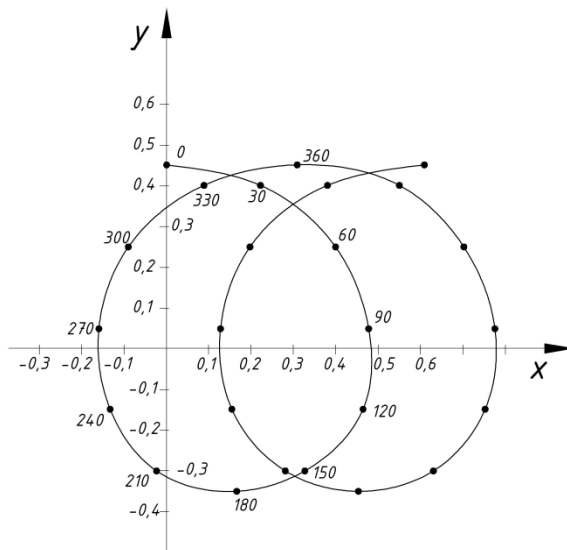


Рис. 3 – Трохоїда, побудована згідно розрахунків

Таблиця – Координати точок і дані для побудови траєкторії руху ріжучої кромки криволінійної поверхні забірного пристрою

Кут повороту φ°	x	y	$r_0\varphi + R \cdot \sin \varphi$ $r_0 + R \cdot \cos \varphi$	Координати	Кут повороту φ°	x	y	$r_0\varphi + R \cdot \sin \varphi$ $r_0 + R \cdot \cos \varphi$	Координати
0	x	y	0,05·0+0,4·0 0,05+0,4·1	0 0,45	210	x	y	0,05·3,66-0,4·0,5 0,05-0,4·0,866	-0,02 -0,30
30	x	y	0,05·0,52+0,4·0,5 0,05+0,4·0,866	0,23 0,40	240	x	y	0,05·4,19-0,4·0,866 0,05-0,4·0,5	-0,14 -0,15
60	x	y	0,05·1,05+0,4·0,866 0,05+0,4·0,5	0,40 0,25	270	x	y	0,05·4,71-0,4·1 0,05+0,4·0	-0,16 0,05
90	x	y	0,05·1,57+0,4·1 0,05+0,4·0	0,48 0,05	300	x	y	0,05·5,23-0,4·0,866 0,05+0,4·0,5	-0,09 0,25
120	x	y	0,05·2,09+0,4·0,866 0,05-0,4·0,5	0,46 -0,15	330	x	y	0,05·5,76-0,4·0,5 0,05+0,4·0,866	0,09 0,40
150	x	y	0,05·2,62+0,4·0,5 0,05-0,4·0,866	0,33 -0,30	360	x	y	0,05·6,28+0,4·0 0,05+0,4·1	0,31 0,45
180	x	y	0,05·3,14+0,4·0 0,05-0,4·1	0,16 -0,35					

Крок траєкторії врізання кожним наступного ножа у напрямку переміщення добувного модуля:

$$l_0 = 2\pi r_0. \quad (2)$$

Крок послідовних траєкторій різання:

$$l = \frac{l_0}{n_n}, \quad (3)$$

де n_n – кількість криволінійних поверхонь забірною пристрою.

Швидкість врізання ножа v є також змінною величиною і залежатиме від кута повороту забірною пристрою φ :

$$v = \sqrt{u^2 + \omega^2 \cdot R^2 + 2\omega \cdot R \cdot u \cdot \cos \varphi}. \quad (4)$$

Важливим параметром, від якого залежатиме сила врізання, буде кут врізання, який також є змінним. Його величина визначається наступним чином:

$$\delta = \delta_1 - \varphi + \arctg k, \quad (5)$$

де δ_1 – кут між передньою гранню ножа і дотичною до поверхні в точці ріжучої кромки.

Кутовий коефіцієнт дотичної до траєкторії врізання визначаємо як:

$$k = \frac{R \cdot \sin \varphi}{\frac{u}{w} + R \cdot \cos \varphi}. \quad (6)$$

Який при повороті забірною пристрою добувального модуля на 90° буде рівний: $k = \frac{0,4 \cdot 1}{0,05 + 0,4 \cdot 0} = 8$.

Товщина зрізу в кожній точці траєкторії:

$$h \approx \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n}, \text{ або } h \approx \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n} \cdot \frac{k}{\sqrt{1+k^2}}. \quad (7)$$

Або, при повороті ротора на 90° :

$$h = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05}{4} \cdot \frac{8}{\sqrt{1+64}} = 0,08 \text{ м.}$$

Рациональне співвідношення швидкостей обертання забірною пристрою w і переміщення добувального модуля u визначаємо з умови максимального заповнення внутрішнього об'єму кожною криволінійною поверхнею за час переміщення ріжучої кромки в масиві на висоті $H = 0,75$ м від від основи розробки:

$$q_r = \frac{2\pi \cdot r_0}{n_n} \cdot B \cdot H \text{ або } q_r = \frac{2\pi \cdot B \cdot H \cdot u}{n_n \cdot w}, \quad (8)$$

або:

$$w = u \cdot \frac{2\pi \cdot B \cdot H}{n_n \cdot w}. \quad (9)$$

Підставивши значення отримаємо швидкість u поступального руху добувального модуля за встановлених умов:

$$u = \frac{w \cdot n_n \cdot q_r}{2\pi \cdot B \cdot H} = \frac{6 \cdot 4 \cdot 0,12}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,75} = 0,3 \text{ м/хв.}$$

При проектуванні ріжучої кромки криволінійної поверхні важливо також правильно задати величини заднього кута, кута різання і кута нахилу ножа ріжучої кромки.

Висновки. Проведені дослідження дозволили встановити рациональну швидкість переміщення добувального модуля середнього шару озера сапропелю з діаметром забірною пристрою 0,8 м. При цьому його продуктивність буде максимальною, а дотримання умов, щодо не руйнування пласта сприятиме появі додаткової тягової сили,

яку варто використовувати для переміщення добувного модуля у напрямку розробки родовища.

Література

1. Шевчук М.В. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
2. Бодак В.І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Тернопіль, 1996. – 209 с.
3. Дідух В.Ф., Булік Ю.В., Грабовець В.В. Фізико-механічні властивості сапропелів”. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 13. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ. – 2005. – с 90-99.
4. Пидопличко А.П. Озерные отложения Белорусской ССР. –Мн., Наука и техника, 1975–120с.
5. Штин С.М. Озерные сапропели и их комплексное освоение /Под ред. И. М. Ялтануа. – М.: изд. МГГУ, 2005 г.
6. Шимчук О.П. Обґрунтування параметрів модуля для добування озерних сапропелів: дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Шимчук Олександр Петрович. – Тернопіль, 2009. – 137 с.
7. Цытович Н.А. Механика грунтов (краткий курс). 2-е изд., доп., Учебн. для вузов. М., «Высшая школа», 1973 г. – 230 стр.
8. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. Киев: Машиностроение, 1971 г., 357с.
9. Патент України на корисну модель № 51204 «Добувний модуль озерних сапропелів» UA МПК(2009) E02F 3/88, 2010р.
10. Кореняко А.С. Теорія механізмів і машин/ Під. Ред. М.К.Афанасьева. К.:Вища школа: головне вид-во,1987.-206с.

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

Т.П. Герасимик, А.В. Хомич, к.т.н.

Любешівський технічний коледж Луцького НТУ

О.Г. Мекуш, к.фіз.-мат.н.

Східноєвропейський національний університет імені Лесі Українки

ОБҐРУНТУВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОБМОЛОЧУВАННЯ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті представлено результати теоретичних досліджень з обґрунтування раціонального режиму роботи пристрою для обмолочування стрічки стебел льону олійного.

ПРИСТРІЙ, ОБМОЛОЧУВАННЯ, СТРІЧКА, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, РЕЖИМ РОБОТИ.

Постановка проблеми. Проблемним питанням технології збирання льону олійного, що вирощений в умовах Західного Полісся України, є відокремлення від стебел насінневої частини урожаю без їх пошкодження та втрати. Це пов'язано з тим, що відомі технології збирання цієї культури передбачають збирання тільки насінневої частини урожаю. Проведені науковцями дослідження вказують на можливість використання волокна льону олійного для виробництва кручених виробів, нетканих матеріалів та ін. Тому актуальним є розробка засобів для відокремлення насінневої частини урожаю льону олійного без пошкодження та втрат стеблової частини урожаю, а також обґрунтування раціональних режимів їх роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Обґрунтуванню конструкцій та режимів роботи засобів для відокремлення насінневої частини урожаю льону присвячені роботи таких науковців як М.М.Ковальов, Б.П. Можаров, О.О. Налобіна, С.Г. Порфірев, Т.В.Терлецький, Г.А. Хайліс, М.І. Шликов та ін. Більшість досліджень стосується обґрунтування параметрів засобів для обчислення та обмолоту льону-довгунця. Льон олійний має анатомічні та морфологічні особливості, що відмінні від льону-довгунця. Це зумовлює необхідність їх врахування при розробці конструкцій пристроїв для відокремлення насінневої частини урожаю від стеблової. Співавторами статті запропонована конструкція пристрою для обмолочування стрічки льону олійного [1], яка потребує обґрунтування

раціональних режимів роботи, які б забезпечували якісне виконання технологічного процесу обмолоту з врахуванням агротехнічних вимог.

Мета дослідження – обґрунтувати раціональний режим роботи пристрою для обмолоту стрічки льону олійного за якого досягалося б мінімальне пошкодження насінневої та стеблової частин урожаю.

Результати дослідження. У роботі [2] представлені результати проведення багатофакторного експерименту у вигляді математичних моделей кількісних показників, які характеризують пошкодження насіння η_n та відхід стебел у лляний ворох η_c (де η_n – показник, що характеризує пошкодження насіння, %; η_c – показник, що характеризує відхід стебел у лляний ворох, %) під час роботи запропонованого пристрою в залежності від кількості стебел на 1 пог. м стрічки x_1 , коефіцієнта ущільнення верхівкової частини стрічки x_2 , кутової швидкості обертання барабана x_3 , відносної вологості насінневих коробочок x_4 . Для встановлення залежності між показниками η_n та η_c скористаємося методикою побудови множини Парето з використанням рівнянь регресії [3, 4].

Нехай необхідно побудувати множину Парето для критеріїв η_n та η_c . Для цього скористаємося методом чисельної побудови множини Парето, що запропонований Н.Н. Моїсєєвим [3]. Згідно з цим методом необхідно послідовно розв'язати низку задач математичного програмування.

Для апроксимації множини Парето введемо два додатних числа λ та μ , таких, що:

$$\lambda + \mu = 1. \quad (1)$$

Складемо новий критерій:

$$f = \lambda\eta_n + \mu\eta_c \rightarrow \min. \quad (2)$$

Знаходження екстремуму оптимізаційної задачі (2) здійснюється методами багатомірної оптимізації. Необхідна умова екстремуму функції багатьох змінних полягає у тому, що градієнт функції f у критичній точці рівний нулю, тобто:

$$\nabla f(x_*) = 0 \text{ або } \frac{\partial f(x_*)}{\partial x_i} = 0, \quad i = 1, \dots, n. \quad (3)$$

Якщо функція має точки екстремуму, то вони знаходяться серед критичних точок. У випадку поліномів другого степеня критичні точки знаходяться з рівнянь:

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} = \lambda (a_i + 2a_{ii}x_i + \sum_{j=1}^n a_{ij}x_j) + \mu (b_i + 2b_{ii}x_i + \sum_{j=1}^n b_{ij}x_j) = 0. \quad (4)$$

Розв'язуючи систему з n лінійних рівнянь по числу n факторів, отримаємо n координат оптимальної точки у відносних одиницях.

Нехай відомі два рівняння регресії у кодованому вигляді:

- показник, що характеризує пошкодження насіння:

$$\eta_n = 2,022 + 0,358x_1 + 0,369x_2 + 0,378x_3 + 0,667x_4 + 0,367x_2x_3 - 0,229x_1^2 + 0,312x_2^2; \quad (5)$$

- показник, що характеризує відхід стебел у лляний ворох:

$$\eta_c = 1,055 + 0,306x_1 + 0,425x_2 + 0,606x_3 + 0,492x_4 - 0,3x_2x_4 + 0,58x_4^2, \quad (6)$$

де x_1 – кількість стебел на 1 пог. м стрічки; x_2 – коефіцієнт ущільнення верхівкової частини стрічки; x_3 – кутова швидкість обертання барабана; x_4 – відносна вологість насінневих коробочок.

Після диференціювання рівнянь (5) та (6) з врахуванням чисел λ та μ , отримаємо чотири рівняння:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 0,358\lambda - 0,458x_1\lambda + 0,306x_3\mu = 0; \quad (7)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_2} = 0,369\lambda + 0,367x_3\lambda + 0,624x_2\lambda + 0,425\mu - 0,3x_4\mu = 0; \quad (8)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_3} = 0,378\lambda + 0,367x_2\lambda + 0,606\mu = 0; \quad (9)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_4} = 0,667\lambda + 0,492\mu - 0,3x_2\mu + 1,16x_4\mu = 0. \quad (10)$$

Розв'язуємо рівняння (7) – (10) з чотирма невідомими за допомогою системи MathCAD [5]. За отриманими значеннями x_1 , x_2 , x_3 , x_4 були визначені значення досліджуваних критеріїв оптимізації η_n та η_c (табл.).

Отримані дані дають графічну залежність (множину Парето), що представлена на рис.1. Аналізуючи графічну залежність можна прийти до висновку, що найменше пошкодження насіння $\eta_n = 0,79\%$ та незначний відхід стебел у лляний ворох $\eta_c = 1,48\%$ досягаються за наступного режиму роботи пристрою: кількість стебел на погонний метр стрічки $n_{cm} = 1100$ шт./м пог.; кутова швидкість обертання

барабана $\omega = 5,2 \text{ с}^{-1}$; коефіцієнт ущільнення верхівкової частини стрічки $k < 3$; відносна вологості насінневих коробочок $W < 15\%$.

Таблиця – Результати чисельного методу

Параметр	Значення параметра						
λ	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5
μ	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
$\eta_n, \%$	0,13	0,52	0,79	0,99	1,18	1,36	1,57
$\eta_c, \%$	3,65	2,24	1,48	0,99	0,64	0,34	0,03

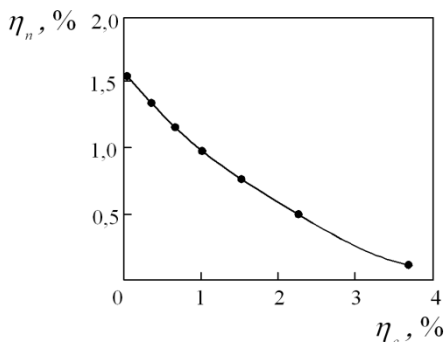


Рис.1 – Множина Парето для критеріїв η_n та η_c

Висновок. За результатами оптимізації двох рівнянь регресії за допомогою чисельного методу з побудовою множини Парето обґрунтовано раціональний режим роботи пристрою для обмолочування стрічки стебел льону олійного. За цього режиму досягається мінімальне пошкодження насіння та незначний відхід стебел у лляний ворох.

Література

1. Пат. №66576 Україна, МПК A01D45/06. Пристрій для обмолочування льону / І.М. Дударев, А.В. Хомич. Заяв. 14.06.2011; опубл. 10.01.2012; Бюл. № 1.
2. Хомич А.В. Обґрунтування процесу обробки стрічки льону в технологіях отримання волокна: дис....канд. тех. наук: 05.18.01 / Хомич Анатолій Васильович; Луцький нац. технічний ун-т. – Луцьк, 2012. – 155 с.

3. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа: учеб. пособие для вузов / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1981. – 488 с.

4. Федоренко И.Я. Численный метод построения множества Парето при использовании уравнений регрессии / И.Я. Федоренко, В.В. Садов // Вестник Алтайского государственного аграрного университета, № 11 (99), 2013. – С. 99-103.

5. Методи оптимізації і комп'ютерні технології [Текст] : методичні вказівки до лабораторних занять для студентів спеціальності 8.05050313 “Обладнання переробних і харчових виробництв” машинобудівного факультету денної форми навчання / уклад. І.М. Дударев. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – 56 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРАТОРА ЛЛЯНОГО ВОРОХУ

У статті представлено результати теоретичних досліджень з обґрунтування кінематичних параметрів сепаратора лляного вороху з врахуванням допустимої величини розтягу вороху.

СЕПАРАТОР, ЛЛЯНИЙ ВОРОХ, ПАРАМЕТРИ, РОЗТЯГ.

Постановка проблеми. Для забезпечення ефективної роботи сепаратора лляного вороху без пошкодження та втрат насінневої частини урожаю льону, необхідно обґрунтувати його раціональні параметри, зокрема кінематичні. Під час встановлення раціональних режимів роботи сепаратора необхідно враховувати склад лляного вороху та його фізико-механічні властивості, серед яких важливе значення має допустима величина розтягу шару лляного вороху. Тому дослідження спрямовані на обґрунтування кінематичних параметрів розтягувальних секцій сепаратора з врахуванням властивостей шару лляного вороху є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вітчизняними та закордонними науковцями запропоновані різні способи сепарації лляного вороху та конструкції сепараторів. Дослідження науковців

Луцького НГУ спрямовані на обґрунтування процесу сепарації лляного вороху шляхом його розтягування, зокрема таким дослідженням присвячені роботи В.Ф. Дідуха [1], Р.В. Кірчука [2], І.В.Тараймович [3] та інших. Разом з тим, запропонована конструкція сепаратора потребує подальших досліджень з метою обґрунтування кінематичних параметрів розтягувальних секцій з врахуванням властивостей шару лляного вороху.

Мета дослідження – обґрунтування кінематичних параметрів сепаратора лляного вороху.

Результати дослідження. Обґрунтуємо кінематичні параметри розтягувальних секцій сепаратора лляного вороху. Прийємо наступні допущення: ворох, що подається на сепарацію, має однакові властивості та вміст складових; у процесі розтягування шару вороху пальцями не відбувається його розриву; розтягувальні секції є однаковими конструктивно, розміщені на одному рівні вздовж днища; кутова швидкість кожної наступної секції більша за попередню $\omega_{p.c.1} < \omega_{p.c.2} < \omega_{p.c.3}$; кривошини секцій мають однаковий радіус $r_{p.c.}$.

Встановимо залежність між швидкістю стрічково-планчастого транспортера $V_{тр.}$ та кутовою швидкістю обертання першої секції $\omega_{p.c.1}$ за якої б забезпечувалася необхідна величина розтягу ΔS_1 шару лляного вороху на першому етапі розтягу. Початок занурення пальців у лляний ворох має відбуватися в момент, коли кут повороту кривошипів розтягувальних секцій $\varphi_{p.c.1} = 0$, якщо це відбуватиметься раніше, тоді ворох буде не розтягуватися, а стискатися, що недопустимо. Нехай шар лляного вороху починає переміщатися (розтягуватися) пальцями гребінки першої по ходу вороху розтягувальної секції при куті повороту кривошипів $\varphi_{p.c.1} = \varphi_0$, тобто, коли пальці входять у ворох на глибину $h_{ex.}$, та переміщається вздовж робочої зони секції, яка визначається кутом $\varphi_{p.o\bar{a}} = \pi - 2\varphi_0$, до моменту, коли $\varphi_{p.c.1} = \pi - \varphi_0$ (рис. 1). Для подальших досліджень припустимо, що кути, які визначають робочі зони усіх розтягувальних секцій сепаратора, однакові $\varphi_{p.o\bar{a}} = \varphi_{p.o\bar{a}1} = \varphi_{p.o\bar{a}2} = \varphi_{p.o\bar{a}3}$. Оскільки в дійсності висота шару лляного вороху вздовж сепаратора зменшується внаслідок його розтягування, тому зменшується довжина робочих зон розтягувальних секцій. Зменшення довжини робочих зон негативно впливає на сепарацію, оскільки внаслідок цього збільшуватиметься величина ділянок між ними, а це призводитиме до уповільнення швидкості вороху, його збивання (спресовування). Для усунення цього недоліку необхідно,

щоб величина робочих зон усіх розтягувальних секцій була однаковою та максимально великою.

Розглянемо шар лляного вороху висотою h_w , що робочою гілкою подавального транспортера переміщується зі швидкістю V_{mp} у напрямку першої розтягувальної секції. З однієї сторони на транспортері шар вороху (кінець шару лляного вороху) утримується планкою, а з іншої сторони ворох (початок шару лляного вороху) захоплюється та переміщується пальцями гребінки першої розтягувальної секції. Для забезпечення розтягування шару вороху необхідно, щоб швидкість транспортера V_{mp} була меншою за горизонтальну складову швидкості гребінки з пальцями $V_{зроб.г.}$.

Час, за який гребінка разом з початком шару лляного вороху пройде робочу зону першої розтягувальної секції, визначається наступним чином $t_{рoб1} = \varphi_{рoб} / \omega_{р.с.1}$. Переміщення кінця шару лляного вороху, що рухається разом з транспортером, за час $t_{рoб1}$ буде $S'_1 = V_{mp} t_{рoб1}$, а переміщення початку шару лляного вороху днищем сепаратора в межах робочої зони першої розтягувальної секції за цей же час складе $S''_1 = 2r_{р.с.} \sin(\varphi_{рoб} / 2)$. Таким чином, величина розтягу ΔS_1 шару лляного вороху на першому етапі розтягу:

$$\Delta S_1 = S''_1 - S'_1 = 2r_{р.с.} \sin\left(\frac{\varphi_{рoб}}{2}\right) - \frac{V_{mp} \varphi_{рoб}}{\omega_{р.с.1}}. \quad (1)$$

Задаючи величину розтягу ΔS_1 шару вороху на цьому етапі, визначаємо необхідне значення кутової швидкості першої розтягувальної секції для його забезпечення з виразу (1):

$$\omega_{р.с.1} = \frac{V_{mp} \varphi_{рoб}}{2r_{р.с.} \sin\left(\frac{\varphi_{рoб}}{2}\right) - \Delta S_1}. \quad (2)$$

Розглянемо дві сусідні розтягувальні секції (першу та другу), які обертаються з різною кутовою швидкістю, та встановимо співвідношення між кутовими швидкостями секцій за якого забезпечувалася б необхідна величини розтягу ΔS_2 шару лляного вороху на цьому етапі. Припустимо, що шар лляного вороху з однієї сторони (початок шару) утримується та переміщується пальцями гребінки другої розтягувальної секції, а з іншої сторони (кінець шару) – пальцями гребінки першої розтягувальної секції. Нехай кривошини обох секцій розпочинають рух з положення $\varphi_{р.с.1} = \varphi_{р.с.2} = \varphi_0$ (рис. 2).

$$\dot{x} = V_{\text{зреш.}} = \omega_{\text{р.с.1}} r_{\text{р.с.}} \sin(\varphi_0 + \omega_{\text{р.с.1}} t), \quad (3)$$

де t – час, с.

Інтегруючи рівняння (3), отримаємо:

$$x = -r_{\text{р.с.}} \cos(\varphi_0 + \omega_{\text{р.с.1}} t) + C, \quad (4)$$

де C – стала інтегрування.

У початковий момент при $t = 0$, $x = 0$, тоді $C = r_{\text{р.с.}} \cos \varphi_0$.

Підставивши значення сталої інтегрування у рівняння (4), визначимо переміщення днищем сепаратора кінця шару вороху за час $t_{\text{розд.}}$:

$$S'_2 = r_{\text{р.с.}} \left(\cos \varphi_0 - \cos \left(\varphi_0 + \frac{\omega_{\text{р.с.1}}}{\omega_{\text{р.с.2}}} \varphi_{\text{розд.}} \right) \right). \quad (5)$$

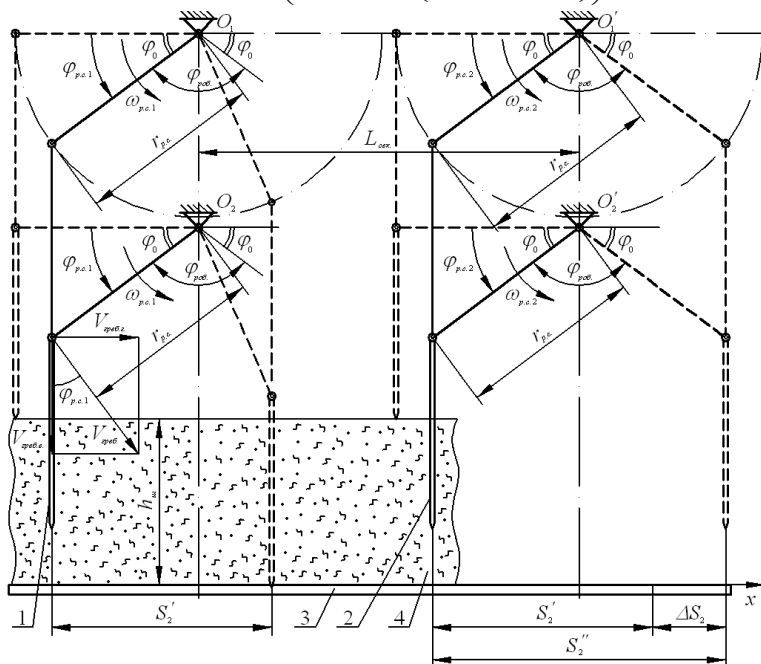


Рис. 2 – Схема до визначення кінематичних параметрів розтягувальних секцій: 1 – перша розтягувальна секція; 2 – друга розтягувальна секція; 3 – днище сепаратора; 4 – шар льяного вороху

Таким чином, величини розтягу ΔS_2 шару льяного вороху на другому етапі розтягу:

$$\Delta S_2 = S_2'' - S_2' = 2r_{p.c.} \sin\left(\frac{\varphi_{p.o\bar{a}}}{2}\right) - r_{p.c.} \left(\cos \varphi_0 - \cos\left(\varphi_0 + \frac{\omega_{p.c.1}}{\omega_{p.c.2}} \varphi_{p.o\bar{a}}\right) \right). \quad (6)$$

З виразу (6) отримаємо співвідношення між кутовими швидкостями першої та другої розтягувальних секцій за якого забезпечується необхідна величини розтягу ΔS_2 шару льяного вороху на другому етапі його розтягу:

$$\omega_{p.c.2} = \frac{\omega_{p.c.1} \varphi_{p.o\bar{a}}}{\arccos\left[\frac{\Delta S_2}{r_{p.c.}} + \cos \varphi_0 - 2 \sin\left(\frac{\varphi_{p.o\bar{a}}}{2}\right)\right] - \varphi_0}. \quad (7)$$

З виразу (7) можна отримати співвідношення між кутовими швидкостями другої та третьої секцій за якого забезпечується необхідна величини розтягу ΔS_3 шару на третьому етапі:

$$\omega_{p.c.3} = \frac{\omega_{p.c.2} \varphi_{p.o\bar{a}}}{\arccos\left[\frac{\Delta S_3}{r_{p.c.}} + \cos \varphi_0 - 2 \sin\left(\frac{\varphi_{p.o\bar{a}}}{2}\right)\right] - \varphi_0}. \quad (8)$$

Сумарний розтяг ΔS шару льяного вороху на всіх етапах роботи сепаратора не має призводити до його розриву. Це можливо за умови, якщо величина розтягу ΔS не перевищує довжини суплідь льону $l_{cн.}$, оскільки плутанина льяного вороху в основному утворена з обривків суплідь і саме за рахунок зчеплення розгалужених суплідь ворох є важкороздільним. Таким чином, можна записати умову розтягу льяного вороху без його розриву $\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 \leq l_{cн.}$.

Підставляючи значення параметрів $r_{p.c.} = 0,25$ м, $V_{mp.} = 0,5$ м/с, $\Delta S_1 = \Delta S_2 = \Delta S_3 = 0,1$ м, $\varphi_{p.o\bar{a}} = 1,74$ рад. (100°), $\varphi_0 = 0,7$ рад. (40°) у залежності (2), (7) та (8), отримаємо значення кутових швидкостей кривошипів розтягувальних секцій: $\omega_{p.c.1} = 3,08$ с⁻¹; $\omega_{p.c.2} = 4,32$ с⁻¹; $\omega_{p.c.3} = 6,04$ с⁻¹.

Висновок. Отримані теоретичним шляхом залежності дозволяють обґрунтувати кінематичні параметри розтягувальних секцій сепаратора льяного вороху, за яких досягається необхідна величина розтягу шару льяного вороху.

Література

1. Дідух В.Ф. Обґрунтування конструктивних та кінематичних параметрів сепаратора льонвороху / В.Ф. Дідух, І.В.

Тараймович, І.М.Дударев // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 81-92.

2. Кірчук Р.В. Розробка сепаратора вороху льону: дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Кірчук Руслан Васильович; Луцький держ. технічний ун-т. – Луцьк, 2001. – 198 с.

3. Тараймович І.В. Дослідження процесу переміщення вороху льону в робочій камері сепаратора / І.В. Тараймович, В.Ф. Дідух, І.М.Дударев // Науково-виробничий журнал “Легка промисловість”, №4(216) (жовтень-грудень), 2008. – С. 34-35.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 531/534

© В.П. Ковбаса, д.т.н., В.П. Курка, к.т.н., Алі Ахмед Кадем
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ПРО ПОДОЛАННЯ ТРУДНОЩІВ ПРИ ВИРІШЕННІ КОНТАКТНИХ ЗАДАЧ ПРУЖНОСТІ

Представлений спосіб вирішення завдань взаємодії абсолютно жорсткого деформатора довільної геометричної форми з деформованим середовищем, що дозволяє визначати напруження або деформації (залежно від заданих умов) на поверхні контакту.

ДЕФОРМАТОР, КОНТАКТНА ЗАДАЧА, ПЕРЕМІЩЕННЯ, ДЕФОРМАЦІЇ.

Постановка проблеми. Недоліком відомих рішень контактних задач є надзвичайна складність, а у багатьох випадках і неможливість інтегрування потенційних гармонійних функцій при нелінійності функції поверхні контакту. При цьому саме такі завдання є найбільш поширеними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі рішення контактних задач для пружного середовища [1,2,3] не являються адекватними для випадків, коли середовище (напівплощина для постановки задачі у площині) обмежена абсолютно твердою опорою, оскільки не забезпечує виконання граничних умов. Тоді вирішення для середовища при зміні $x = \{-\infty; \infty\}$, $z = \{0; H\}$, чи $x = \{0; \infty\}$, $z = \{0; H\}$ пропонується вирішувати з використанням гармонічних потенціальних функцій:

$$p(x, z) = \ln \left[\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \right];$$

$$p(x, z) = \sin \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right] \frac{1}{\operatorname{ch} \left[\frac{\pi(x - \xi)}{H} \right] - \cos \left[\frac{\pi(z - \zeta)}{H} \right]}. \quad [2].$$

Таке рішення для внутрішньої задачі першого типу з кінематичними крайовими умовами, тобто заданою функцією:

$$U(x, z) \Big|_{x=0, z=0} = \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\};$$

$$U(x, z) \Big|_{x=\infty, z=H} = \{u = 0, w = 0\}. \quad (1)$$

не відповідає реальному, оскільки, на поверхні контакту функція

$$U(x, z) \Big|_{x=0, z=0} \rightarrow \infty, \text{ а при } U(x, z) \Big|_{x=\infty, z=H} \neq 0.$$

Така постановка завдання надзвичайно поширена в галузі механізації сільського господарства [4 - 6], переробки продукції агропромислового комплексу та інших областях. Простіше кажучи, завдання формулюється таким чином: на середовище (яке може бути формалізовано як ізотропне, і яке дозволяє застосовувати методи пружності) діє деформатор, форма якого, описується рівнянням поверхні: $F = f(\xi, \zeta)$, при цьому відомими крім його форми є умови на поверхні і на границях (1).

Завдання полягає в знаходженні можливих переміщень в межах середовища, деформацій, а при застосуванні фізичних рівнянь зв'язку деформацій з напруженнями в які входять механічні властивості даного середовища - компонентів напружень та розподілу сил по поверхні деформатора [7 - 8].

Рішення такого завдання дозволяє оптимізувати поверхню деформатора і кінематичні режими його дії з метою забезпечення бажаних змін властивостей середовища при мінімальних витратах енергії.

Мета дослідження - знаходження можливих переміщень в межах середовища, деформацій, а при застосуванні фізичних рівнянь зв'язку деформацій з напруженнями в які входять механічні властивості даного середовища - компонентів напружень та розподілу сил по поверхні деформатора.

Результати дослідження. Розглянемо плоску постановку задачі, при якій однорідні рівняння статички можна задовольнити шляхом вираження напруження $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ через одну функцію напружень [1].

Два однорідних рівняння статички:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

тотожно задовольняються за допомогою гармонійних потенційних функцій:

$$\sigma_x = \frac{\partial p1}{\partial z}, \quad \tau_{zx} = \frac{\partial p1}{\partial x}, \quad \tau_{xz} = \frac{\partial p2}{\partial z}, \quad \sigma_z = \frac{\partial p2}{\partial x},$$

при цьому умова $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ приводить до рівняння того ж виду, що і (2):

$$\frac{\partial p1}{\partial x} + \frac{\partial p2}{\partial z} = 0.$$

Тому, вводячи до розгляду нову гармонійну потенційну функцію $p(x, z)$:

$$p1 = \frac{\partial p0}{\partial z}, \quad p2 = -\frac{\partial p0}{\partial x}.$$

Звідки основні співвідношення для напружень виражаються таким чином:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}, \quad \tau_{zx} = -\frac{\partial^2 p0}{\partial z \partial x}, \quad \sigma_z = \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}. \quad (3)$$

Рівняння рівноваги (2) і сумісності деформацій $\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial z \partial x}$ будуть тотожно задовольнятися, якщо:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right) = 0.$$

Узагальнений закон Гука для плоского напруженого стану матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{E} \left((1-\nu^2) \sigma_x - \nu(1+\nu) \sigma_z \right); \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{E} \left((1-\nu^2) \sigma_z - \nu(1+\nu) \sigma_x \right); \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xz}, \end{aligned} \quad (4)$$

де ν - коефіцієнт Пуассона, E - модуль пружності лінійних деформацій.

З урахуванням (3) деформації ε_x , ε_z виражаться через потенціальні гармонічні функції таким чином:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{E} \left((1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} - (1-\nu^2) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} \right); \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{E} \left((1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} - (1-\nu^2) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right).\end{aligned}\quad (5)$$

Після інтегрування першого рівняння (6) по x , а другого по z , отримаємо вирази:

$$\begin{aligned}u &= C1 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial x} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial z^2} \right); \\ w &= C2 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right); \\ w &= C2 - \frac{1}{E} \left(\nu \frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu) \frac{\partial^2 p0}{\partial x^2} \right),\end{aligned}\quad (6)$$

де $C1 = u0$, $C2 = w0$ – компоненти швидкостей на поверхні контакту.

Потенційна гармонійна функція, яка задовольняє граничні умови і може бути прийнята у вигляді логарифмічного потенціалу (рис. 1):

$$p0 = 2Gk \lg[(z - \zeta + I - H)^2 + (x - \xi)^2], \quad k = 1/2\pi. \quad (7)$$

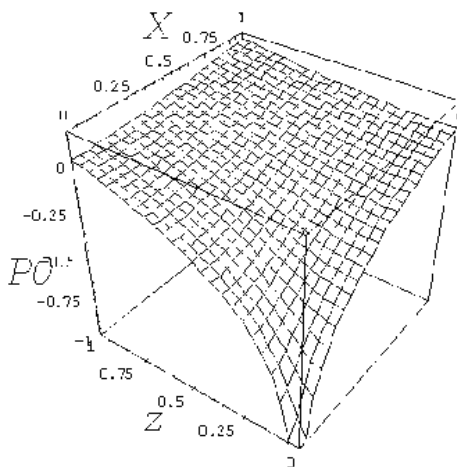


Рис. 1 – Вигляд функції $p0$

Для випадку, коли на поверхні контакту відомі умови вигляду $U(x, z)|_{x=0, z=0} = \{u = f(\xi, \zeta), w = f(\xi, \zeta)\}$, компоненти швидкостей переміщення середовища визначаються, як криволінійні інтеграли виду:

$$u = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \left(u_0(\xi, \zeta) - u_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial x} + x(-I + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right) \right) d\zeta;$$

$$w = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \left(w_0(\xi, \zeta) - w_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial z} + x(-I + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right) \right) d\xi, \quad (8)$$

де $u_0(\xi, \zeta)$, $w_0(\xi, \zeta)$ – компоненти переміщень на поверхні контакту деформатор - середовище.

Деформації середовища визначаються як:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (9)$$

Наявність функцій деформацій і фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями дозволяє визначити розподіл напружень в середовищі. Загальний вигляд функції розподілу деформацій ε_z представлений на рис. 3. Таким чином, визначаються функції розподілу переміщень, деформацій і напружень в пружною середовищі при заданих поверхневих умовах у вигляді переміщень (швидкостей переміщень) (рис. 2).

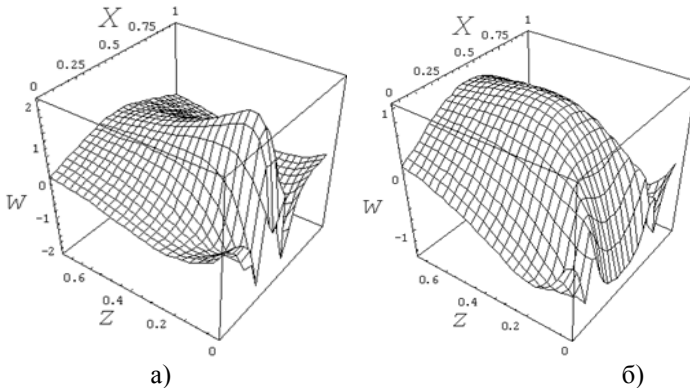


Рис. 2 – Вигляд функції w – швидкості пружних переміщень при навантаженні вертикальним плоским штампом (розміром $\xi_1 \div \xi_2$) з швидкістю переміщення V в напрямку осі OZ : а – $V=2$, $\xi_1 = 0.4$, $\xi_2 = 0.6$; б – $V=1$, $\xi_1 = 0.2$, $\xi_2 = 0.8$

У багатьох випадках рішення задач контактної взаємодії важливим буває необхідність знань про вид розподілу напружень (тиску) на поверхні контакту деформатори довільної геометричної форми – середовище (рис. 3). Контактний тиск визначається при знанні фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями при використанні рівнянь (9) за умови, що $x - \xi = \delta$, $z - \zeta = \delta$, де δ – мінімальна величина, яка дозволяє позбутися сингулярності функцій (9).

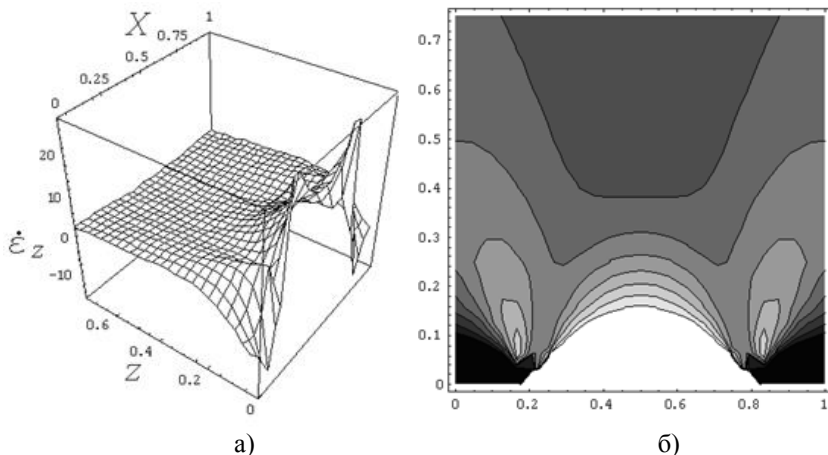


Рис. 3 – Вигляд функції розподілу деформацій ε_z при $V = 1$, $\xi_1 = 0.2$, $\xi_2 = 0.8$: а – абсолютні значення, б – ізолінії деформацій

При вирішенні конкретних завдань контактної взаємодії, особливо коли функції поверхні $F = f(\xi, \zeta)$ не є лінійною, виникають, майже, непереборні труднощі при інтегруванні функцій (8). Для подолання цих труднощів при визначенні розподілу деформацій (напружень) на поверхні контакту можна застосувати таку процедуру :

- визначаються компоненти переміщень (швидкостей) (кінематичні початкові умови) ;

- шляхом диференціювання визначаються функції:

$$du = u_0(\xi, \zeta) - u_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial x} + x(-1 + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial z^2} \right),$$

$$dw = w_0(\xi, \zeta) - w_0(\xi, \zeta) \frac{1}{E} \left(v \frac{\partial p_0}{\partial z} + x(-1 + v) \frac{\partial^2 p_0}{\partial x^2} \right);$$

– шляхом диференціювання визначаються компоненти деформацій:

$$d\varepsilon_x = \frac{\partial du}{\partial x}; d\varepsilon_z = \frac{\partial dw}{\partial z};$$

– визначається вид функцій $d\varepsilon_{x0} = d\varepsilon_x \Big|_{x-\xi=\delta, z-\zeta=\delta}$,
 $d\varepsilon_{z0} = d\varepsilon_z \Big|_{x-\xi=\delta, z-\zeta=\delta}$;

– шляхом інтегрування визначаються функції типу:
 $\varepsilon_{x0} = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \varepsilon_{x0} d\zeta$, $\varepsilon_{z0} = \int_{\xi_1}^{\xi_2} d\varepsilon_{z0} d\xi$, які є нічим іншим, як деформаціями середовища на поверхні контакту.

Слід зазначити, що за досвідом розв'язання контактних задач інтегрування останніх виразів не викликає істотних труднощів.

Висновок. Представлений спосіб вирішення завдань взаємодії абсолютно жорсткого деформатора довільної геометричної форми з деформованим середовищем дозволяє визначати напруги або деформації (залежно від заданих умов) на поверхні контакту.

Література

1. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. Т.2. Г.: Мир, 1969. - 864 с.
2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.:Мир, 1989.- 510 с.
3. Дубровін В.О., Ковбаса В.П. Фізичні рівняння формалізації ґрунту// Наук. вісник НАУ.- Київ –2003.–Вип. 60. - С.172-176.
4. Про критерій міцності та співвідношення між компонентами сипкого середовища/ Ковбаса В.П., Ярошенко В.В.// Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ.-2010.-Вип. 40. Част. 1. – С.35-39.
5. Шелудченко Б.А., Котков В.І., Шубенко В.О., Забродський П.М. Напружено – деформований стан оброблюваного ґрунту і оптимізація кутових параметрів ґрунтообробних знарядь // Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту – 1994, №1, с. 115-123.
6. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища / Ковбаса В.П. //Вісник ХДТУСГ, „Підвищення надійності відновлюваних деталей машин” – Харків, 2001. – Вип. 8, т.2. – С. 79–82.

7. Ишлинский А.Ю., Ивлев Д.Д. Математическая теория пластичности. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 701 с.
8. Лурье А.И. Теория упругости. Г.:Наука, 1970.-940 с.
9. Полянин А.Д. Справочник по линейным уравнениям математической физики. Г.:ФИЗМАТЛИТ, 2001.-576 с.

УДК 620.17:582.623.2:662.63

©В. П. Ковбаса, д.т.н., Л. М. Матюшенко
Національний університет біоресурсів і природокористування України
В.В. Грабовець к.т.н.
Луцький національний технічний університет
В.А. Дейкун, к.т.н.
Кіровоградський національний технічний університет

ЗАДАЧА ПРО КОНТАКТНУ ДІЮ КЛИНОВОГО НОЖА НА ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНИЙ ПЕРЕРІЗ ПРУТКА

У статті викладено результати рішення задачі про руйнування попередньо напруженого згином прутка, визначені гармонічні потенціальні функції та їх значення з урахуванням проєкцій швидкості ножа при його дії та пруток, компоненти напружень в прутку від дії ножа та повні напруження від згину і входження ножа.

РУЙНУВАННЯ СТРИЖНЯ, ГАРМОНІЧНІ ПОТЕНЦІАЛЬНІ ФУНКЦІЇ, КОМПОНЕНТИ НАПРУЖЕНЬ.

Постановка проблеми. У багатьох задачах, які вирішуються в галузі машинобудування лісового та сільського господарства виникають задачі про прогин жорстко заробленого стрижня зі змінним перетином по висоті, причому із різним по геометрії перетином. Однією з таких задач є відхилення рослини при дії переміщення (кінематичні початкові умови) і під дією сили (динамічні початкові умови).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням статичного і динамічного різання займалися такі вчені як В. П. Горячкін, В. Ф. Семенов, Н. Є. Резнік, А. А. Івашко, Л. П. Крамаренко, І. Ф. Василенко, В. В. Кравченко та ін.

Аналітичні і експериментальні дослідження більшості робіт були направлені на обґрунтування критичної швидкості, яка забезпечує різання з інерційним підпором вільно ростучого пруту і роботи різання

деревини. Зменшення маси пруту компенсується збільшенням його жорсткості при зменшенні відстані від кріплення до місця зрізу.

Кравченко В. В. у своїй науковій роботі [1] розглядає частково пружний центральний косий удар, що відбувається у тому випадку, коли швидкість центру ваги молотка не лежить на лінії центрів молотка та пруту. У своїх дослідженнях він припускає, що зігнута вісь пруту матиме вигляд частини дуги кола та буде сталою із моменту дотику молоток-прут до його перебивання.

Крамаренко Л. П. відмітив, що чим більша швидкість ножа, тим краще проходить процес зрізування пруту, оскільки зменшується опір різанню, а при певних обставинах і зникають поточні деформації, такі як зминання, сколювання, розрив. Повільно контактуючи зі стеблом, лезо занадто зминає його і процес зрізування ускладнюється, а при значній швидкості – майже не деформує його. Відбувається випередження поточних деформацій – зміни форми стебла при проникненні ножа в деревину.

Проблема полягає в тому, що теоретичні основи взаємодії клинового ножа із попередньо прогнутим ростучим прутком є недостатньо досліджені і висвітлені. Вищезгадані є необхідними для вирішення контактної задачі молоток-стрижень до повного перебивання прутка рослини.

Мета досліджень – визначити гармонічні потенціальні функції та їх значення з урахуванням проекцій швидкості ножа при його дії та прутком, компоненти напружень в стеблі від дії ножа та повні напруження від згину і входження ножа.

Результати досліджень. В загальному випадку задача про руйнування попередньо напруженого згином прутка полягає у визначенні динамічного навантаження з боку ножа шляхом визначення сил, що необхідно прикласти до ножа. Ця задача може бути вирішена шляхом встановлення напружень в тілі прутка від спільної дії згину та динамічної дії ножа.

В попередніх дослідженнях нами були встановлені залежності напружень у прутку змінного поперечного перетину під дією згинаючої сили [2].

В представленому дослідженні визначаються переміщення, деформації та напруження у перетині прутка для загального випадку.

За умовами постановки задачі відомі кінематичні характеристики навантаження, а саме швидкість ножа, довільний кут нахилу його до нормалі до поверхні контакту λ та кут загострення ножа k . Такі початкові умови носять назву кінематичних початкових умов і призводять до розв'язання прямої задачі. Слід зазначити, що

розв'язання задачі проводилось методами теорії пружності, оскільки це найбільш простий шлях розв'язку в аналітичному вигляді, при цьому слід зазначити, що до початку пластичної течії, а в більшості випадків до руйнування суцільності, методи теорії пружності дають достатню для практичного використання точність.

В загальному випадку швидкість ножа, спрямована по напрямку P , u_n під кутом λ до нормалі до поверхні контакту (рис. 1).

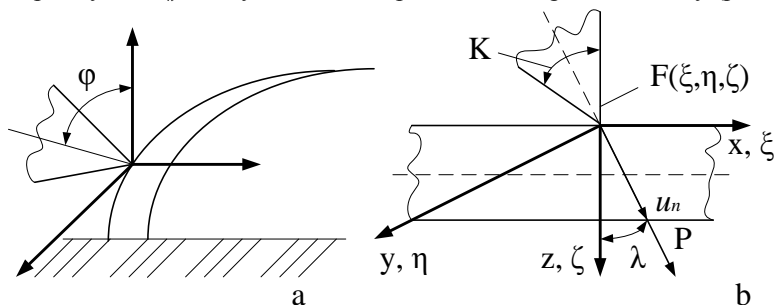


Рис. 1 – Схема напрямку швидкості різання попередньо напруженого згином прутка при довільних кінематичних початкових умовах

Проекції швидкості ножа на вісі координат прутка виражаться наступним чином:

$$u_{x_0}(-) = -u_n \cos[\lambda + \frac{\kappa}{2}]; u_{x_0}(+) \rightarrow u_n \cos[\lambda - \frac{\kappa}{2}];$$

$$u_{z_0}(-) \rightarrow u_n \sin[\lambda - \frac{\kappa}{2}]; u_{z_0}(+) \rightarrow u_n \sin[\lambda + \frac{\kappa}{2}].$$

У випадку наявності кінематичних умов на поверхні контакту найбільш адекватним є застосування розв'язку у формі Папковича-Нейбера:

$$u = \Phi_x - \frac{1}{4(1-\nu)} \frac{\partial}{\partial x} (x\Phi_x + y\Phi_y + z\Phi_z);$$

$$v = \Phi_y - \frac{1}{4(1-\nu)} \frac{\partial}{\partial y} (x\Phi_x + y\Phi_y + z\Phi_z);$$

$$w = \Phi_z - \frac{1}{4(1-\nu)} \frac{\partial}{\partial z} (x\Phi_x + y\Phi_y + z\Phi_z),$$

де Φ_x, Φ_y, Φ_z – гармонічні потенціальні функції спадаючі прямо пропорційно відстані від точки контакту. Такі функції можуть бути представлені у вигляді потенціалів подвійного шару:

$$\Phi_x = \int_{\eta_{\min}}^{\eta_{\max}} \int_{\zeta_{\min}}^{\zeta_{\max}} a \frac{u_0((y-\eta+\delta)+(z-\zeta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2+(y-\eta+\delta)^2+(z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\eta;$$

$$\Phi_y = \int_{\xi_{\min}}^{\xi_{\max}} \int_{\zeta_{\min}}^{\zeta_{\max}} a \frac{v_0((x-\xi+\delta)+(z-\zeta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2+(y-\eta+\delta)^2+(z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\xi;$$

$$\Phi_z = \int_{\eta_{\min}}^{\eta_{\max}} \int_{\xi_{\min}}^{\xi_{\max}} a \frac{w_0((x-\xi+\delta)+(y-\eta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2+(y-\eta+\delta)^2+(z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\xi d\eta,$$

де δ – коефіцієнт, що позбавляє функції сингулярності; a – коефіцієнт, що забезпечує значення функції відповідне u_0, v_0, w_0 при $x-\xi=0, y-\eta=0, z-\zeta=0$.

Неважко визначити, що при $\delta=1, a = \frac{3\sqrt{3}}{2}$ (рис. 2).

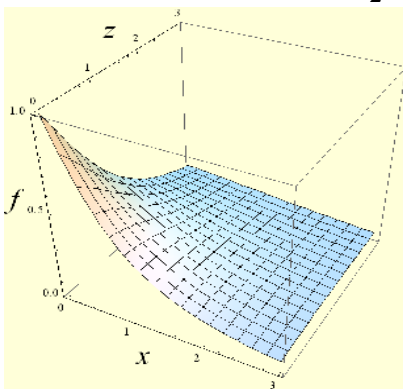


Рис. 2 – Видгляд гармонічної потенціальної функції

Значення гармонічних потенціальних функцій з урахуванням проєкцій швидкості ножа при його дії на пруток матимуть вигляд:

$$\Phi_x = \iint a \frac{-u_n \cos[\lambda + \frac{\kappa}{2}]((y-\eta+\delta)+(z-\zeta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2+(y-\eta+\delta)^2+(z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\eta +$$

$$+ \iint a \frac{u_n \cos[\lambda - \frac{\kappa}{2}]((y-\eta+\delta)+(z-\zeta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2+(y-\eta+\delta)^2+(z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\eta.$$

Кінцеве значення функцій, які отримуватимуться при рішенні цієї задачі навести практично неможливо, через їх громіздкість.

Наприклад для наведеної вище функції кінцеве значення матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \Phi_x = & \frac{3}{2} \sqrt{3} u_n (2 \log [-1 - y + \eta + \\ & + \sqrt{3 + 2x + x^2 + 2y + y^2 + 2z + z^2 - 2\zeta - 2z\zeta + \zeta^2 - 2\eta - 2y\eta + \eta^2 - 2\xi - 2x\xi + \xi^2}] - \\ & - \log [4((2-i) + (2-i)x + x^2 - iy - ix + 2z + z^2 - 2\zeta - 2z\zeta + \zeta^2 + i\eta + ix\eta - (2-i)\xi - \\ & - 2x\xi + iy\xi - i\eta\xi + \xi^2 + (1+z-\zeta) \times \\ & \times \sqrt{3 + 2x + x^2 + 2y + y^2 + 2z + z^2 - 2\zeta - 2z\zeta + \zeta^2 - 2\eta - 2y\eta + \eta^2 - 2\xi - 2x\xi + \xi^2})]) / \\ & ((1+z-\zeta)^2((-1-i) - ix - y + \eta + i\xi))] - \log [4((2+i) + (2+i)x + x^2 + iy + ix + \\ & + 2z + z^2 - 2\zeta - 2z\zeta + \zeta^2 - i\eta - ix\eta - (2+i)\xi - 2x\xi - iy\xi + i\eta\xi + \xi^2 + (1+z-\zeta) \times \\ & \times \sqrt{3 + 2x + x^2 + 2y + y^2 + 2z + z^2 - 2\zeta - 2z\zeta + \zeta^2 - 2\eta - 2y\eta + \eta^2 - 2\xi - 2x\xi + \xi^2})]) / \\ & ((1+z-\zeta)^2((-1+i) + ix - y + \eta - i\xi))] \sin \left[\frac{\kappa}{2} \right] \sin [\lambda]. \end{aligned}$$

Тому в подальшому для розуміння результатів будуть наводитись лише частково графічна інтерпретація результатів.

$$\Phi_y = \iint a \frac{v_0((x-\xi+\delta) + (z-\zeta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2 + (y-\eta+\delta+\delta)^2 + (z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\zeta d\xi;$$

$$\Phi_z = \iint a \frac{u_n \sin \left[\lambda - \frac{\kappa}{2} \right] ((x-\xi+\delta) + (y-\eta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2 + (y-\eta+\delta)^2 + (z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\xi d\eta +$$

$$+ \iint a \frac{u_n \sin \left[\lambda + \frac{\kappa}{2} \right] ((x-\xi+\delta) + (y-\eta+\delta))}{((x-\xi+\delta)^2 + (y-\eta+\delta)^2 + (z-\zeta+\delta)^2)^{3/2}} d\xi d\eta.$$

Переміщення в тілі прутка під дією ножа через наведені функції виразяться наступним чином:

$$u = \Phi_x - \frac{1}{4(1-\nu)} \partial_x ((x-\xi+\delta)\Phi_x + (y-\eta+\delta)\Phi_y + (z-\zeta+\delta)\Phi_z);$$

$$v = \Phi_y - \frac{1}{4(1-\nu)} \partial_y ((x-\xi+\delta)\Phi_x + (y-\eta+\delta)\Phi_y + (z-\zeta+\delta)\Phi_z);$$

$$w = \Phi_z - \frac{1}{4(1-\nu)} \partial_z ((x-\xi+\delta)\Phi_x + (y-\eta+\delta)\Phi_y + (z-\zeta+\delta)\Phi_z).$$

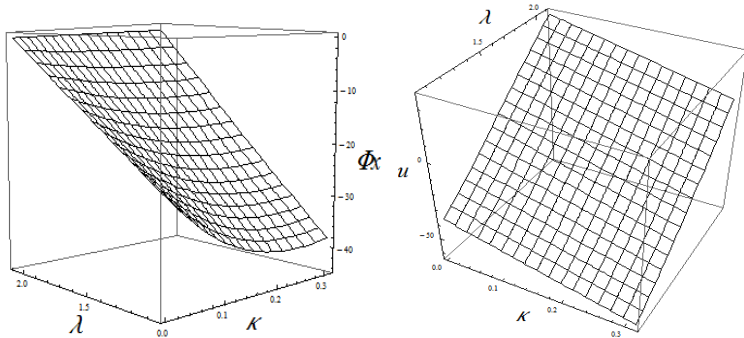


Рис. 3 – Залежність потенціальної гармонічної функції Φ_x та компоненти швидкості в напрямку осі $x - u$ від напрямку дії ножа λ та кута загострення κ

При відомих значеннях швидкостей переміщень у прутку компоненти швидкостей деформацій виразяться в такому вигляді:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y};$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}.$$

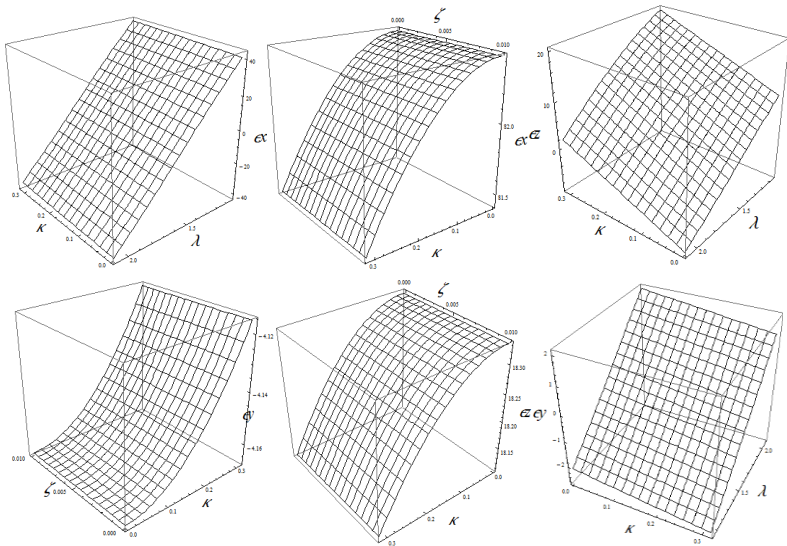


Рис. 4 – Компоненти швидкостей деформацій

Компоненти напружень в прутку від дії ножа:

$$\sigma_x = -\frac{\frac{Gt}{E} \mu((-5+7\nu)\epsilon x - 2(-2+\nu)(\epsilon y + \epsilon z))}{9(-1+\nu)};$$

$$\sigma_y = \frac{\frac{Gt}{E} \mu(2(-2+\nu)\epsilon x + (5-7\nu)\epsilon y + 2(-2+\nu)\epsilon z)}{9(-1+\nu)};$$

$$\sigma_z = \frac{\frac{Gt}{E} \mu(2(-2+\nu)\epsilon x + 2(-2+\nu)\epsilon y + (5-7\nu)\epsilon z)}{9(-1+\nu)};$$

$$\tau_{xy} = 2e^{\mu} \mu_{\gamma} x_y; \tau_{yz} = 2e^{\mu} \mu_{\gamma} y_z; \tau_{xz} = 2e^{\mu} \mu_{\gamma} x_z,$$

де G – модуль пружності зсувних деформацій; E – модуль пружності лінійних деформацій; ν – коефіцієнт Пуассона; μ – модуль в'язкості матеріалу стебла.

Час визначається із умови швидкості розповсюдження хвилі напруження.

$$t = 2r/c; c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}}; \lambda = k - \frac{2}{3}G; k = \frac{2}{3}\left(\frac{1+\nu}{1-2\nu}\right)G; G = \frac{E}{2(1+\nu)},$$

де ρ – густина матеріалу прутка, k – модуль пружності об'ємних деформацій, λ – постійна Ляме, c – швидкість розповсюдження хвилі напружень).

Час дії деформацій визначиться з умов розповсюдження хвиль напружень у тілі прутка:

$$t \rightarrow \frac{2r}{\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}};$$

$$\sigma_{xi} = \frac{-P(h-x)z}{J},$$

де J – момент інерції геометричного перетину прутка;

$\sigma_x, \sigma_z, \tau_{хрр}, \tau_{yрр}, \tau_{хзр}$ – повні напруження від згину і входження ножа;

$\sigma_{xi}, \tau_{xyi}, \tau_{xzi}$ – напруження в перерізі при згині прутка.

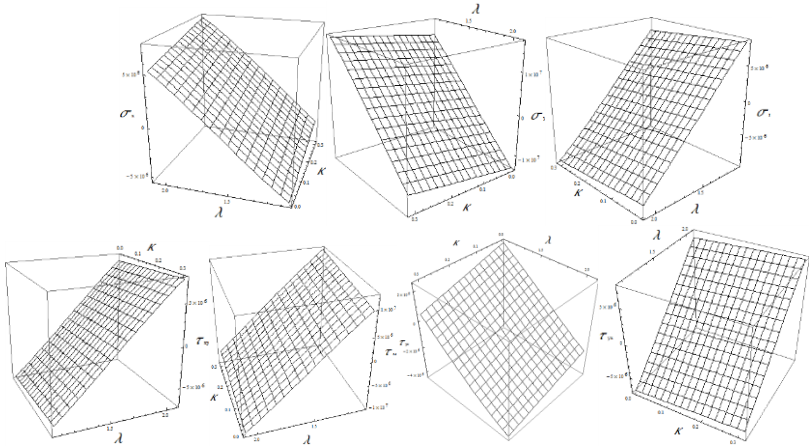


Рис. 5 – Графічні залежності компонентів напружень в прутку від дії ножа

$$\sigma_x = \sigma_x + \sigma_{xi}; \sigma_y = \frac{Gt}{9(-1+\nu)} (2e^{\mu} \mu (2(-2+\nu)\epsilon x + (5-7\nu)\epsilon y + 2(-2+\nu)\epsilon z));$$

$$\sigma_z = \frac{Gt}{9(-1+\nu)} (2e^{\mu} \mu (2(-2+\nu)\epsilon x + 2(-2+\nu)\epsilon y + (5-7\nu)\epsilon z));$$

$$\tau_{xyp} = \tau_{xy} + \tau_{xyi}; \tau_{yzp} = 2e^{\mu} \mu_y y_z; \tau_{xzp} = \tau_{xz} + \tau_{xzi}.$$

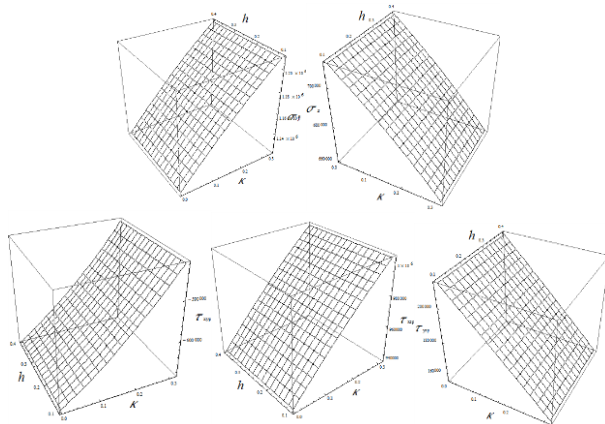


Рис. 6 – Залежності напруження в перерізі при згині прутка

Складові сили, що повинні бути прикладені з боку ножа, визначаються через рівняння рівноваги на поверхні:

$$P_x = (\sigma_{xx} l + \tau_{xyp} m + \tau_{zxp} n);$$

$$P_y = (\tau_{xyp} l + \sigma_{yy} m + \tau_{yzp} n);$$

$$P_z = (\tau_{zxp} l + \tau_{yzp} m + \sigma_{zz} n),$$

де $l = \cos[\frac{\pi}{2} - \lambda], m = \cos[0], n = \cos[\lambda]$ – направляючі косинуси.

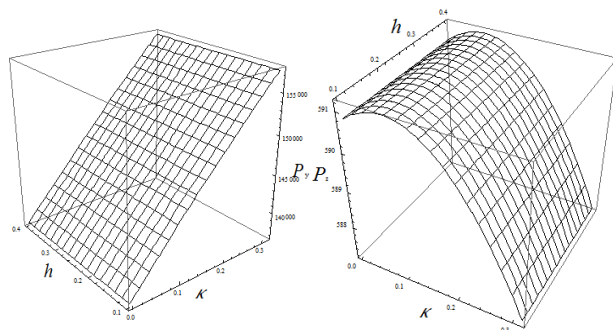


Рис 7 – Залежності складових сил, що повинні бути прикладені з боку ножа

Висновки. Визначені в нашому дослідженні переміщення, деформації та напруження у перетині прутка для загального випадку дають більш повне представлення теорії взаємодії клинового ножа із попередньо прогнутим ростучим прутом, які є необхідними для вирішення контактної задачі молоток-стрижень до повного перебивання прутка рослини.

Література

1. Інтенсифікація процесу утилізації насаджень кушових ягідників. 05.05.11 - машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва [Текст]: автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук / В.В. Кравченко. - К. : НУБПУ, 2011. - 20 с.

2. Ковбаса В.П., Гридякін В.А., Матюшенко Л.М. Про изгиб жестко заделанного прутка. Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. Том 69.: Челябинск, 2014, – С. 45 – 50.

УДК 631.312.021.3

© С.С. Котенко, О.Є. Калінін
ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ВІДНОВЛЕННЯ ЛЕМЕШІВ ПЛУГІВ

В статті запропонована методика визначення коефіцієнтів відновлення лемешів плугів, при зношенні в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями. Викладено основні характерні дефекти та відмінності в процесах зношування на піщаних та глинистих ґрунтах

МЕТОДИКА, РОЗРАХУНОК, ЛЕМЕШІ ПЛУГІВ, ДЕФЕКТИ, КОЕФІЦІЄНТИ ВІДНОВЛЕННЯ.

Постановка проблеми. В процесі експлуатації сільськогосподарської техніки їх складові (агрегати, вузли, деталі) зношуються, що не дозволяє продовжувати механізований агротехнологічний процес без ремонтних втручань, направлених на усунення несправностей шляхом заміни зношених деталей на запасні частини. Частота заміни тих чи інших деталей визначається конструктивними особливостями машини, умовами та інтенсивністю роботи. Найбільш часто замінюють деталі, які працюють в абразивному середовищі, до якого відносяться ґрунти. Такими деталями, зокрема, є лемеші плугів. Обробіток ґрунту є однією з найбільш енергомістких агротехнологічних операцій, яка започатковує цілий цикл механізованих операцій аж до збирання врожаю. Тому відмова ґрунтообробних машин та агрегатів призводить до порушення цього циклу. Зміна термінів виконання агротехнологічних операцій поза межами оптимальних агротехнологічних строків може призвести до значних збитків сільськогосподарських підприємств.

Саме тому сучасні сільгоспідприємства віддають перевагу перед вітчизняними плугами серій ПЛН, ПН, ПЯ, ПНЯ, ПО та ін. більш надійним плугам закордонного виробництва, як то: Eurodiamant та Varidiamant від Lemken, Vogel&Noot Hercules, Kverneland, Kuhn, Gregoire Besson, John Deere, Rabe, Huardта ін.

Але широке використання дорогої іноземної техніки в поєднанні з необхідністю частої заміни зношених лемешів плугів визначає проблему високої вартості витрат на запасні частини взагалі, а лемешів зокрема. Несвоєчасна заміна лемешів при зниженні гостроти

лез призводить до необхідності підвищення тягового зусилля трактора, перевитраті пально-мастильних матеріалів.

Переважає більшість лемешів має дефекти, які можна усунути за допомогою сучасних технологій відновлення деталей. Практика показує, що в залежності від зони експлуатації плугів та фізико-механічних властивостей ґрунтів змінюється характер зношування лемешів та частота повторюваності дефектів, їх домінуючий характер.

При створенні дільниць відновлення деталей необхідно враховувати зональні природно-кліматичні умови та склад ґрунтів, які впливають на величину коефіцієнтів повторюваності дефектів та коефіцієнти відновлення деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями з проблем ремонту машин та відновлення деталей займалися ряд науковців та практиків: Артем'єв Ю.Н., Воловик Є.Л., Єрмолов Л.С., Кряжков В.М., Крагельський І.В., Молодик М.В., Черноіванов В.І., Селіванов О.І., Черепанов С.С., Сидорчук О.В., Петров Ю.Н., Ульянов І.Є., Крамаров В.С.

Більш детальними дослідженнями робочих органів ґрунтообробних машин займалися Хрущев М.М., Ткачев В.Н., Рабінович А.Ш., Севернев М.М., Винокуров В.М., Костецький Б.І., Бартєнев І.М., Фененко А.Н., Василенко М.О., Михальченков А.М., Аулін В.В. та багато інших.

Рабінович А.Ш. аналітичним методом визначив параметри леза лемешу, при яких термін його експлуатації до заміни (відновлення) буде максимальним [1].

Ткачев В.Н. визначив, що характер зношення лемешів залежить не лише від гранулометричного складу ґрунту, але і від однорідності ґрунту по глибині орного шару [2].

М. Денисенко установив, що висока зносостійкість в умовах абразивного зношування забезпечується наявністю в структурі наплавленого шару карбідів тугоплавких металів. Застосувавши точкове зміцнення порошковим дротом – плавким електродом домогся підвищення ресурсу робочих органів ґрунтообробних машин у 1,5...2,8 рази в порівнянні з серійним індукційним наплавленням [3].

Автори [4] оперують коефіцієнтами надійності та коефіцієнтами готовності машин, аналізують види дефектів, проте не визначають коефіцієнти повторюваності таких дефектів та числові значення коефіцієнтів відновлення деталей.

В дослідженнях під керівництвом професора М.М. Севернева

аналізується механічний склад ґрунтів та детально вивчається механізми абразивного зношення [5].

Тюрева А.А. відмічає, що з усіх чинників, які впливають на зношення плужних лемешів визначальним є гранулометричний склад ґрунту [6]. Вона визначила, що оптимальним способом відновлення плужних лемешів є наплавочне армування.

Автори ряду досліджень довговічності роботи плужних лемешів вважають [7] основними чинниками впливу на інтенсивність зношення природно-кліматичні умови.

За аналізом опублікованих досліджень, встановлено, що наявність того чи іншого дефекту на деталі є випадковою подією. До того ж наявність одного дефекту не виключає інших, тобто ці події можуть бути сумісними. Крім того, кількісні значення коефіцієнтів повторюваності дефектів в залежності від типу ґрунтів недостатньо вивчені. З огляду на це, існуючі методики розрахунку коефіцієнтів, що характеризують дефекти зношених плужних лемешів, потребують деякого уточнення.

Мета досліджень - вдосконалення методичних положень щодо розрахунку коефіцієнтів відновлення лемешів плугів при їх експлуатації в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями.

Результати досліджень. При експлуатації ґрунтообробних сільськогосподарських машин на їх робочих органів діє низка чинників, які зумовлюють характер та інтенсивність їх зношення. Їх можна поділити на наступні групи:

- конструктивно-технологічні, які характеризують надійність та якість виготовлення;
- природно-кліматичні, які обумовлюють середовище використання машини;
- режими експлуатації, від яких залежить характер навантажень;
- дотримання правил технічного обслуговування та ремонту, що зумовлює надійність та якість сервісу.

Рівень впливу різних груп чинників змінюється в достатньо широких межах. Їх спільна взаємодія обумовлює ймовірнісний характер прояву дефектів лемешів. Закруглюється і зношується носок леза лемеша, міняється його геометрична форма, утворюється потилична фаска, змінюється кут загострення та форма леза, відбувається зношення лемешів по довжині, товщині та ширині, деформуються та розбиваються місця кріплення. При наявності в ґрунті кореневищ дерев, каміння або шматків металу на лемеші

можуть виникнути вигини, скручування, тріщини і навіть поломки, особливо в частині носка лемеша.

Для визначення кількісних значень коефіцієнтів відновлення та повторюваності дефектів необхідно використовувати теоретичні викладки на основі теореми Бернуллі [8]. Коефіцієнт повторюваності дефектів являє собою ймовірність появи певного дефекту на випадково взятій деталі, із загальної кількості однойменних деталей, що знаходяться на дефектуванні.

$$K_{noij} = \frac{d_{ij}}{d_i}, \quad (1)$$

де d_{ij} – кількість i -х деталей з j -м дефектом; d_i – загальна кількість i -х деталей, що дефектується.

Для деталей, які підлягають відновленню, формула (1) дещо видозмінюється, оскільки частина поправних дефектів може бути на деталях, які підлягають вибракуванню:

$$K_{noij} = \frac{d_{ij}^e}{d_i}, \quad (2)$$

де d_{ij}^e – кількість ремонтпридатних i -х деталей з j -м дефектом.

При дефектуванні плужних лемешів їх необхідно розподіляти їх на три групи: а) придатні до подальшої експлуатації без ремонтних втручань; б) для відновлення, з поправними дефектами, усунення яких технічно можливе та економічно вигідне на даному ступені розвитку технологій відновлення; в) для вибракування, з непоправними дефектами, усунення яких технічно неможливе або економічно не вигідне.

$$d_i = d_{npi} + d_i^e + d_{opi}. \quad (3)$$

В групі вибракування лемеші також можуть мати поправні дефекти, але наявність хоча б одного непоправного дефекту є домінуючою і такий леміш вибраковується.

Відповідно до рівняння (3), розділивши обидві його частини на d_i отримаємо:

$$K_{zm} + K_e + K_{np} = 1. \quad (4)$$

Тобто, в загальному випадку сума коефіцієнтів придатності деталей до подальшої експлуатації без ремонтних втручань (K_{np}), коефіцієнтів відновлення (K_e) та коефіцієнтів змінності (K_{zm}) дорівнює 1.

В даному випадку нас практично цікавить значення коефіцієнту відновлення при відомих значеннях коефіцієнтів

повторюваності поправних дефектів. Така залежність визначається згідно з теоремою додавання ймовірностей сумісних подій [8]:

$$K_g = 1 - (1 - \kappa_{no1}^g)(1 - \kappa_{no2}^g) \dots (1 - \kappa_{noN}^g), \quad (5)$$

де $\kappa_{no1}^g, \kappa_{no2}^g \dots \kappa_{noN}^g$ відповідно коефіцієнти повторюваності поправних дефектів від 1 до N.

В ході досліджень було проведено дефектування зношених деталей. Мінімальну кількість деталей, яку потрібно було піддати дефектуванню, визначали за методикою [9], яка передбачає попереднє вимірювання 10-15 деталей. За даними дефектування визначається зношення по дефекту, що має найбільшу повторюваність, середнє арифметичне значення зношення, середнє квадратичне відхилення досліджуваної величині, коефіцієнт варіації та закон розподілу випадкової величині. По коефіцієнту варіації при довірчій ймовірності $\beta = 0,90$ і відносній точності $\delta = 0,20$ за ДСТУ 3004-95 [10] приймалося мінімальне число деталей, які необхідно досліджувати.

Виходячи, з умов експлуатації досліджуваних об'єктів приймався план проведення спостережень – [NUT]. Згідно цього плану для спостереження ставиться N об'єктів, спостереження ведуться до вичерпання заданого середньої наробітку досліджуваної деталі.

Коефіцієнт варіації визначався по загальноприйнятим залежностям математичної статистики.

Розраховане значення коефіцієнта варіації дозволяє зробити висновок, що значення зношення по досліджуваній деталі підкорюється нормальному закону розподілу випадкових величин.

Згідно ДСТУ 2864-94, для прийнятого рівня довірчої ймовірності та відносної точності мінімальне число плужних лемешів для дослідження було прийнятим рівним 32 деталям. Для мікрометражу деталей використовувався універсальний вимірювальний інструмент. Були розроблені форми мікрометражних карт, виготовлено ескізи деталей з указівкою позицій, що позначають місця дефектів.

Мікрометраж деталей лемешів плуга проводився згідно з методичними вказівками [11].

На підставі результатів проведених попередніх спостережень за роботою плугів в сезоні 2014 року та результатів обробки даних мікрометражних карт визначалась повторюваність дефектів (таблиця).

Слід відмітити, що характер зношення змінюється в залежності від типу ґрунтів. На піщаних та супіщаних ґрунтах переважає абразивне зношення по ширині та товщині лемеша, зношення носка та променевидне зношення. На легких піщаних

грунтах майже не утворюється потилична фаска та практично відсутні тріщини.

В той же час, на важких глинистих та суглинистих грунтах найбільш поширеним дефектом є утворення потиличної фаски, затуплення леза, зношення по ширині та зношення носка відбувається у половини лемешів. Зношення по товщині та променевидне зношення відбувається у 21% лемешів, а зношення по товщині практично не відбувається. Зате на цих грунтах можливі вигини, скручування, тріщини, приблизно 2% яких призводить до вибракування лемешів.

При роботі плуга на глинистих та суглинистих грунтах лезо лемеша ковзає по дну борозни і на лезі утворюється потилична фаска, паралельна дну борозни. Ця фаска утворює негативний кут до горизонтальної площини і є причиною утворення сили, яка виштовхує леміш з ґрунту. Ця сила збільшує тяговий опір плуга та порушує рівномірність заглиблення корпусів.

Таблиця – Повторюваність дефектів плужного лемеша

№ п/п	Найменування дефекту	Повторюваність дефекту (к _{плд})	
		легкі піщані та супіщані ґрунти	глинисті та суглинисті ґрунти
1	Зношення по ширині	1,00	0,48
2	Зношення носка	1,00	0,55
3	Променевидне зношення носової частини леза	1,00	0,21
4	Зношення по довжині	0	0,21
5	Зношення по товщині спинки леза	1,00	0,02
6	Утворення потиличної фаски	0	0,97
7	Утворення тріщин	0	0,05
8	Вигини, скручування	0	0,09
9	Затуплення леза лемеша	0	0,91

Оскільки леміш на корпусі плуга установлений під кутом до напрямку руху та дна борозни, найбільше зношується носок лемеша, закруглюється гостра долотоподібна частина до її повного нівелювання. Крім того, носова частина лемеша в результаті променевидного зношування може протиратися наскрізь.

За даними досліджень коефіцієнт придатності ($k_{пр}$) без ремонтних втручань рівнявся нулю для всіх типів ґрунтів. Коефіцієнт вибракування ($k_{бр}$) становив 0,04 для глинистих та суглинистих ґрунтів та нулю для піщаних та супіщаних. Коефіцієнт відновлення ($k_{в}$) рівнявся 1,0 для піщаних та супіщаних ґрунтів та 0,96 для глинистих та суглинистих.

Висновки. Характер зношування, величина наробітку та повторюваність дефектів плужних лемешів суттєво відрізняються на піщаних та глинистих ґрунтах. При визначенні та представленні коефіцієнтів повторюваності дефектів та коефіцієнтів відновлення цих деталей необхідно зазначати, в яких умовах та на яких типах ґрунтів отримані результати досліджень.

Література

1. Рабинович А.Ш. Стойкость и самозатачиваемость плужных лемехов и других режущих деталей сельскохозяйственных машин: автореф. ... докт. техн. наук / Ассир Шлемович Рабинович. – М., 1969. – 40 с.
2. Ткачёв В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания / В. Н. Ткачев. – М. : Машиностроение, 1995. - 335 с.
3. Денисенко М., Опальчук А. Зношування та підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин / М. Денисенко, А. Опальчук // Вісник ТНТУ. – 2011. – Спецвипуск, частина 2 (механіка та матеріалознавство). – С. 201-210.
4. Бабицький Л.Ф., Кувшинов А.О., Абдулгасіс У.А. Надійність і ремонт робочих органів ґрунтообробних машин: навч. посіб. / Л. Ф. Бабицький, А. О. Кувшинов, У. А. Абдулгасіс. - Сімф. : ДІАЙП, 2011. – 148 с.
5. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев, Н. Н. Подлекарев, В. Ш. Сохадзе, В. О. Китиков; под ред. М. М. Севернева. – Минск : Беларус. навука, 2011. – 333 с.
6. Тюрєва А.А. Повышение долговечности плужных лемехов наплавочным армированием в условиях песчаных и супесчаных почв: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Анна Анатольевна Тюрєва. – М., 2008. – 168 с.
7. Повышение долговечности рабочих деталей почвообрабатывающих машин / Под ред. проф. Хрущева М.М. – М.: Машгиз, 1960. – 200 с.

8. Котенко С.С. До методики визначення коефіцієнтів заміності і коефіцієнтів відновлення деталей машин. / С.С. Котенко // Вісник сільськогосподарської науки. – К, 1980. – № 11. – С. 66-67.

9. Разработка недостающей технической документации на ремонт (восстановление) деталей сельскохозяйственной техники с послеремонтным ресурсом не менее 80 % от ресурса новых (отчёт). Номер госрегистрации 77044074 / Молодык Н.В. – Украинский филиал ГОСНИТИ. – М., 1978. – 243 с.

10. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними

11. Методические указания сбора информации об изменении технического состояния, износах и отказах тракторов / [Разраб. А. Ш. Рабиновичем, А. А. Сельцером, В. В. Новиковым и др.] ; Гос. всесоюз. науч.-исслед. технол. ин-т ремонта и эксплуатации маш.-тракт. парка. - Москва : ГосНИТИ, 1975. - 39 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 620.16.63

© Р.Д. Кузьмінський, д.т.н., В.О. Василькевич, Р.Б. Шеремета
Львівський національний аграрний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОВЗАННЯ МАКУХИ НАСІННЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНИХ СОРТІВ ПО ПОВЕРХНЯХ РІЗНИХ МЕТАЛІВ

В даній роботі викладено методику та результати досліджень коефіцієнта тертя ковзання макухи насіння льону олійних сортів по поверхнях різних металів на приладі RST-01.РС.

НАСІННЯ ЛЬОНУ, МАКУХА, ПОВЕРХНІ МЕТАЛІВ, СУХЕ ТЕРТЯ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ.

Постановка проблеми. На ефективність процесів отримання високоякісної рослинної олії, що призначена для використання у харчовій промисловості й фармакології, суттєво впливають конструктивно-технологічні параметри машин та обладнання, зокрема параметри шнекових пресів. Ці параметри визначаються фізико-механічними властивостями сировини, у першу чергу значеннями коефіцієнтів тертя сировинного матеріалу по робочих поверхнях машин обладнання.

З метою забезпечення належного виходу олії з насіння льону використовують дво- або ж триразове відтискання [1; 8] зокрема шнековими пресами [4; 5]. Якщо під час першого проходу сировиною для отримання олії є насіння льону, то під час другого та третього проходів – макуха. В умовах дрібного виробництва дво- або ж триразове відтискання реалізують переважно одним пресом [7; 9], який повинен уможливлювати реалізацію раціональних технологічних режимів отримання олії як з насіння, так і з макухи, властивості якої є недостатньо вивчені.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню фізико-механічних властивостей олійної сировини присвячено багато робіт. Зокрема, стосовно насіння льону встановлено розміри насінин, коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя [2; 3; 6], досліджено технологічні режими та енергомісткість процесів отримання лляної олії з цільного та попередньо лушеного насіння льону [11; 12].

Водночас відсутні дані про значення коефіцієнтів тертя лляної макухи по матеріалах, що використовуються для виготовлення машин і обладнання в харчовій та переробній промисловості, в фармакології.

Мета дослідження. Завданням досліджень було визначити коефіцієнти тертя ковзання макухи насіння олійного льону по поверхнях різних металів.

Результати дослідження. Досліджувалась макуха, отримана після першого відтискання насіння олійного льону сорту Айсберг шнековим пресом ПО-50 [4].

Відносну вологість макухи визначали на аналізаторі вологості *Mettler Toledo HG 63* (рис. 1, а), який містить два інструменти – точну електронну вагу та нагрівальний модуль з контрольованою температурою нагріву. Прилад виконує вимірювання за термогравіметричним принципом, тобто вологість визначається за зміною ваги зразка в процесі нагрівання внаслідок випаровування вологи.



а



б

Рис. 1 – Аналізатор вологості *Mettler Toledo HG 63* (а) і роздруковані результати експерименту

Для вимірювань відносної вологості готували зразок макухи масою 2...10 г. Підготований матеріал рівномірно розподіляли в чашці приладу, щоб збільшити площу поверхні зразка та полегшити поглинання тепла. Далі обирали температуру, до якої зразок нагрівається і при якій утримується аж до закінчення досліду.

Під час сушіння неперервно контролюється маса зразка. Коли впродовж часу, заданого програмою, втрата маси зразка під час сушіння не перевищує наперед заданої величини Δm , то випробування вважають завершеними, а результати можуть бути роздруковані (рис. 1, б).

Вміст води MC , (%) розраховували за формулою

$$MC[0 - 100\%] = -\frac{WW-DW}{WW} \cdot 100\% \quad (1)$$

де WW – початкова маса зразка, г; DW – маса висушеного зразка, г.

За результатами вимірювань трьох зразків відносна вологість макухи становила $\psi = 10...13\%$.

Визначення кута φ та коефіцієнта тертя ковзання f проведено на приладі *RST-01.PC* (рис. 2) [2; 4; 10] в лабораторії Інституту агрофізики Польської академії наук (м. Люблін, Республіка Польща).

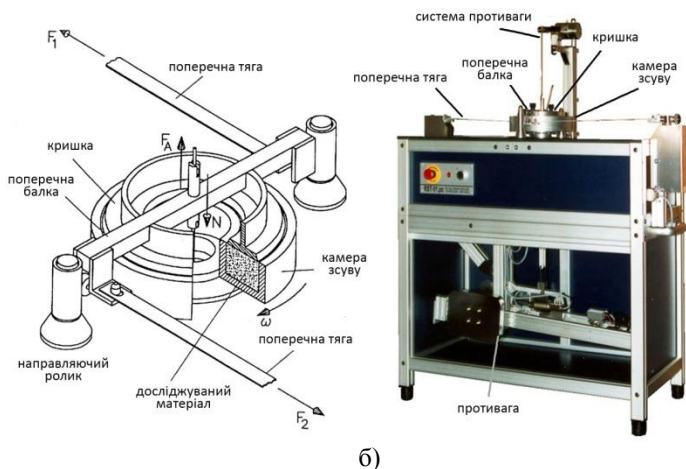


Рис. 2 – Прилад кільцевого зсуву Шульца *RST-01.PC* для визначення коефіцієнта тертя (а – схема, б – загальний вигляд)

Перед початком роботи проводили налаштування програмного забезпечення приладу Шульца *RST-01.PC*, вказуючи кількість різних значень нормальних навантажень та тиск для кожного значення. У всіх випадках було обрано п'ять значень нормальних навантажень, які відповідали тискам (нормальним напруженням) $\sigma_n = 1000$ Па, $\sigma_n = 2000$

Па, $\sigma_n = 4000$ Па, $\sigma_n = 8000$ Па і $\sigma_n = 16000$ Па. Оскільки площа контакту матеріалу з металевими пластинами однакових розмірів була відома, то для кожного значення тиску автоматично розраховувалось потрібне нормальне навантаження N .

Перед початком кожного досліду на електронній вазі Axis з точністю до 0,01 г визначали масу камери зсуву з металевою пластиною, засипали матеріал (макуху) у камеру зсуву та визначали масу матеріалу разом з камерою (рис. 3). Дані зважувань також заносили у відповідні текстові поля програмного середовища приладу Шульца. Таким чином враховувався вплив маси макухи, яка кожен раз була неоднаковою, а також вплив мас пластини різних матеріалів, які також були неоднаковими, на зміну нормального навантаження, що враховувалось під час розрахунку кутів і коефіцієнтів тертя.

Далі робота приладу відбувалась в автоматичному режимі у такій послідовності: камера із матеріалом попередньо навантажувалась



Рис. 3 – Зважування досліджуваного матеріалу на електронній вазі Axis

нормальним зусиллям N для створення тиску 500 Па з метою ущільнення досліджуваного матеріалу; нормальне навантаження N збільшували до досягнення чергового (із попередньо визначеного списку) значення нормальних напружень стиску σ_n ; коли необхідне нормальне навантаження було створено, камера зсуву розпочинала рух за годинниковою стрілкою зі швидкістю 30 мм/хв., який тривав 3 хв.; далі напрямок руху змінювався на протилежний та з іншою швидкістю 10 мм/хв.; впродовж дослідження неперервно в часі давачами фіксувались значення критичної сили зсуву $F(t)$, розраховувались критичні напруження $\tau(t)$ та кути деформацій зсуву γ , які їм відповідали; дані вимірювань та розрахунків виводились на монітор (рис. 4) та записувались в окремий файл результатів для заданого значення σ_n ; цикл зміни напрямку та швидкості переміщення повторювали тричі для кожного значення σ_n .

У початковий момент зрушування, а також після відновлення руху в зміненому напрямі та зі зміненою швидкістю, критичне зусилля зсуву $F(t)$, що фіксувалось здавачами, і, відповідно, напруження зсуву $\tau(t)$, що розраховувались, досягали максимальних значень, які відповідали третю спокою. Після початку руху критичні зусилля зсуву $F(t)$ і, відповідно, критичні напруження зсуву $\tau(t)$ дещо зменшувались та стабілізувались на рівні, що відповідають третю ковзання (рис. 4).

Після закінчення експериментів для кожного із п'яти прийнятих значень σ_n програмне забезпечення розраховує середні (за шістьма значеннями) критичні напруження зсуву τ , зберігає результати розрахунків у файл і виводить на монітор графік (рис. 4) для розрахунку кута тертя φ та коефіцієнта тертя μ . Під час розрахунків програмне забезпечення приймає лінійний характер залежності критичних напружень зсуву τ від нормального тиску σ_n . Екстраполяція ліній регресії для $\sigma_n = 0$ дає $(\tau = c) > 0$.

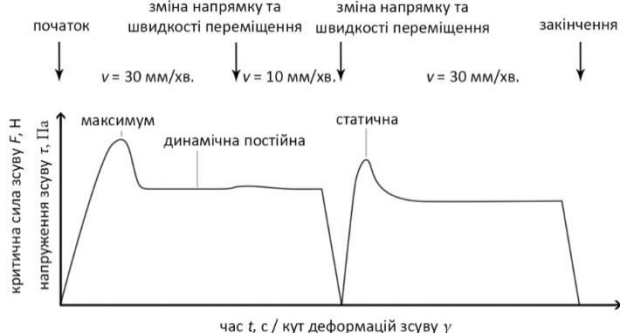


Рис. 4 – Графік зміни напружень для сипучих матеріалів



Рис. 5 – Залежність середніх критичних напружень зсуву τ від нормального напруження (тиску) σ_n

Величину c , яка характеризує щільність матеріалу під певним початковим тиском (у нашому випадку 500 Па), називають когезією [10].

Коефіцієнт μ і кут тертя φ визначались з співвідношення

$$\mu = \frac{\Delta r}{\Delta \sigma_n} \operatorname{tg} \varphi. \quad (2)$$

Оскільки робочі органи шнекових пресів (шнек, зеєр, живильний бункер, нагнітальний шнек), виготовлені переважно із різних металів, то для досліджень використано листові поверхні необробленої сталі, оцинкованої сталі, нержавіючої сталі та алюмінію.

Результати експерименту опрацьовувались програмним забезпеченням вимірювального приладу *RST-01.PC* і виводились у вигляді залежностей (рис. 6).

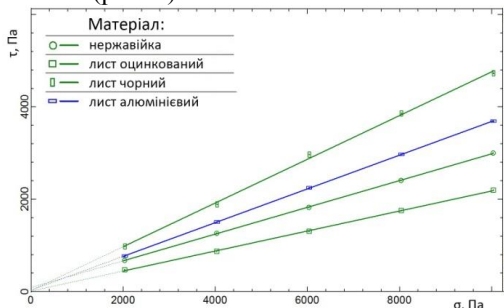


Рис. 6 – Залежності для визначення кутів тертя ковзання макухи по поверхнях різних металів

Результати аналізу отриманих значень коефіцієнта тертя ковзання макухи насіння льону по поверхнях різних матеріалів показали, що найвищий коефіцієнт тертя має місце по поверхні необробленої сталі, а найнижчий – по поверхні оцинкованої сталі (табл.).

Таблиця – Результати визначення коефіцієнта тертя ковзання макухи насіння льону

Поверхня листового металу	Матеріал – лляна макуха	
	Кут тертя ковзання, φ	Коефіцієнт тертя ковзання, μ
Необроблена сталь	25,3°	0,47
Алюміній	20,1°	0,36
Нержавіюча сталь	16,1°	0,28
Оцинкована сталь	12,2°	0,21

Висновки. 1. Значення коефіцієнта тертя ковзання макухи насіння льону суттєво змінюється в залежності від того, по поверхні якого матеріалу проходить ковзання, що слід враховувати під час проектних розрахунків машин і обладнання. 2. Отримані результати уможливають вибір матеріалу для робочих органів машини, а також є підставою для обґрунтування раціональних режимів багаторазового відтискання олійної сировини шнековими пресами.

Література

1. Акаева Т.К. Основы химии и технологии получения и переработки жиров. Ч.1. Технология получения растительных масел: Учеб. пособие / Т.К. Акаева, С. Н. Петрова. – Иваново : ГОУВПО Иван. гос. хим.-технол. ун-т, 2007. – 124 с.
2. Василькевич В.О. Визначення геометричних параметрів насіння олійного льону різних сортів / В.О. Василькевич, Р.Д. Кузьмінський // Перспективна техніка і технології – 2011 : Матеріали VII-ї міжнар. конференції молодих учених, аспірантів і студентів (Миколаїв, 13-16 вересня 2011 р.). – Миколаїв: МДАУ, 2011. – С. 75 – 78.
3. Кузьмінський Р.Д. Визначення коефіцієнта тертя насіння олійного льону по сталевих поверхнях різної шорсткості / Р.Д. Кузьмінський, В.О. Василькевич // Збірник наукових статей ЛНТУ : Сільськогосподарські машини. – Вип. 21. – Т. 1. – Луцьк, 2011. – С. 222 – 228.
4. Патент №42802 У України, МПК В30В 9/02. Олійний прес із системою активованої подачі насіння / Р.С. Шевчук, В.О. Василькевич, В.В. Том'юк. – Заявл. 08.01.2009; опубл. 27.07.2009, бюл. №14. – 4 с.
5. Шевчук Р.С. Шнековый маслоджимной пресс /Р.С.Шевчук, В.О. Василькевич, В.В. Том'юк // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №10 – С 11-12.
6. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – Киев : УААН, 1994. – 150 с.
7. Bargale P.C. Oil expression characteristics of rapeseed for a small capacity screw press / P.C. Bargale, J. Singh // Journal of food science technology, 2000. – V. 37. – P. 130 – 134.
8. Singh J. Mechanical expression of oil from linseed (linum usitatissimum L) / J. Singh, P.C. Bargale // Journal of oilseeds Research, 1990. – V. 7. – p. 106 – 110.
9. Singh J. Development of a small capacity double stage compression screw press for oil expression / J. Singh, P.C. Bargale // Journal of food engineering, 2000. – V. 43. – P. 75 – 82.

10. Schulze D. Powders and bulk solids / D. Schulze. – Verlag: Springer, 2007 – 517 p.
11. Zheng Y.I. Screw pressing of whole and dehulled flaxseed for organic oil / [Y.I. Zheng, D.P. Wiesenborn, K. Tostenson, N. Kangas] // Journal of the American Oil Chemists' Society, 2003. – V. 80. – P. 1039-1045.
12. Zheng Y.I. Energy analysis in the screw pressing of whole and dehulled flaxseed / [Y.I. Zheng, D.P. Wiesenborn, K. Tostenson, N. Kangas] // Journal of food engineering, 2005. – V. 66. – P. 193 – 202.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.354.2

© А.Т. Лебедев, д.т.н., Є.І. Калінін, к.т.н., М.Л. Шуляк, к.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

ОПІР ПЕРЕКОЧУВАННЯ КОЛЕСА, ЩО ПРАЦЮЄ З БУКСУВАННЯМ

В роботі досліджено формування сили опору перекочування еластичного пневматика по несучій поверхні, що деформується, з урахуванням буксування першого, та впливу даного фактора на процес утворення тягового моменту.

СИЛА ОПОРУ, КОЛЕСО, НЕСУЧА ПОВЕРХНЯ, ТЯГОВИЙ МОМЕНТ, БУКСУВАННЯ.

Постановка проблеми. Фізико-механічні властивості ґрунтів виключають можливість говорити про появу виробничих полів з ідеальними (ізотропним) властивостями ґрунтового покриву. Наявність ґрунтових утворень, що не піддаються обробці, визначає умови для посилення силових впливів з боку ґрунту на ходову систему і формує процес взаємодії шин з опорною поверхнею, як ударний з усіма негативними явищами, що викликають підвищення енергетичних витрат на самопересування МТА (силових і кінематичних).

Тому виникає необхідність формування взаємодії рушіїв трактора з ґрунтом як функціоналу від швидкості агрегату – характеристики рівня силового імпульсу взаємодії шин і ґрунту.

Аналіз досліджень і публікацій. Усі існуючі роботи, які спрямовані на аналіз функціонування еластичного пневматичного колеса по поверхні, що деформується, виділяють наступні джерела нерівномірності впливу ґрунтового фону на роботу МТА:

1) нерівномірності опорної поверхні і неоднорідності ґрунтових включень в ній [1 – 3];

2) непостійність силового впливу сільськогосподарської машини на трактор (мінливість крюкового зусилля в часі або за пройдений шлях) [4 – 5].

При цьому, перша група джерел формує додатковий опір перекочування самого трактора (як заднього, так і переднього моста) за рахунок безперервної зміни динамічного радіуса колеса при вертикальних коливаннях остова трактора. Друга група причин є джерелом постійного перерозподілу вертикальних навантажень по мостам трактора, що генерує поздовжні кутові коливання остова трактора.

Однак, основне питання, яке постає при вивченні роботи еластичного колеса, все ж таки супроводжується саме першою групою, адже вона є основним джерелом, що формує тягово-швидкісні показники всього МТА.

Мета дослідження. Тому основною метою дослідження є синтез математичної моделі формування сили опору колеса, що працює з буксуванням, з точки зору вертикальної жорсткості обох елементів системи – колеса та опорної поверхні.

Результати дослідження. Залежність між вертикальним навантаженням на колесо і його максимальною деформацією представляється залежністю виду:

$$N = \frac{2}{3} c_r \sqrt{\frac{2\chi^3}{r_0}} (\sqrt{k+1} + 1), \quad (1)$$

де N – вертикальне навантаження на колесо; c_r – радіальна жорсткість одиничного сектору шини; χ – максимальна деформація шини в плямі контакту; r_0 – вільний радіус шини; k – коефіцієнт відносної жорсткості шини, величину якого можна визначити з залежності виду:

$$k = \frac{c_r}{cBr_0}, \quad (2)$$

де B – ширина шини; c — коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту.

Момент опору ведучого колеса M_{on} трактора при роботі в складі машинно-тракторного агрегату складається з моменту сил опору

деформації ґрунту шиною M_{cp} , моменту гістерезисних сил опору в шині $M_{зист}$, моменту опору перекочування шини M_{ϕ} , викликаного зміною форми шини під дією прикладеного крутного моменту, а також тяговим моментом опору M_m , що характеризується необхідністю виконання функціонального призначення. Таким чином, в найбільш загальному випадку, можемо записати залежність виду:

$$M_{он} = M_{cp} + M_{зист} + M_{\phi} + M_{мяз} . \quad (3)$$

Рівень складових моменту опору колеса, як причини руху енергетичного засобу у складі МТА, визначається необхідним тяговим моментом для виконання заданої технологічної операції.

Реалізація ж необхідного тягового моменту пов'язана з горизонтальним зминанням верхнього пласта несучої поверхні і процесами, які супроводжують дану деформацію. Використання набору математичних моделей, розроблених на принципах деформації «ґрунтових цеглин», дозволяє зробити висновок, що сумарний тяговий момент ведучого колеса при його коефіцієнті буксування δ складається з моментів сил горизонтального зминання ґрунту ґрунтозачепами, сил тертя зовнішніх поверхонь ґрунтозачепів по ґрунту і сил опору часткового зрушення «ґрунтових цеглин»:

$$M_{мяз} = N \left(r_0 - \frac{h}{2} \right) \frac{h_p}{h} \cdot \frac{m_p \delta}{1 - m_p} + \mu \left(N - N_m \frac{S - b}{S} \right) \delta (r_0 - \chi) + \delta M_{cp} , \quad (4)$$

де h – дійсна висота ґрунтозачепу; $h_p = \frac{1}{2} (h + h_{зовн})$ – розрахункова висота ґрунтозачепу; $h_{зовн}$ – зовнішня висота ґрунтозачепу; m_p – розрахункова кількість ґрунтозачепів в плямі контакту:

$$m_p = \frac{1}{2} \left(\frac{3}{2} \frac{Nz}{2\pi c_r \chi} + 1 \right) , \quad (5)$$

де N_m – вертикальне навантаження колеса, що припадає на поверхню западини:

$$N_m = \frac{3}{2} c_r \sqrt{\frac{2\chi_m^3}{r_0} (\sqrt{k+1} + 1)} ; \quad (6)$$

$$e_m = \left(\frac{\chi}{1 - m_p \delta} - \frac{bh}{Sk} \right) , \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт тертя матеріалу шини по ґрунту; δM_{cp} – момент опору частковому зсуву «ґрунтових цеглин» по ґрунту, що не деформується.

Загалом вираз (4) є справедливим при значенні буксування $\delta = \frac{\delta_{cp}}{i}$, де i – кількість ґрунтозачепів в плямі контакту.

Воно може бути використано при дослідницькому тяговому розрахунку тільки при наявності алгоритму обчислення повного тягового моменту опору за рахунок зсуву ґрунту по шару ґрунту, що не деформується і бічних поверхнях «ґрунтових цеглин».

На підставі закону Кулона, що пов'язує граничні тангенціальні напруження $[\tau]$ в шарі несучої поверхні з діючими нормальними напруженнями σ можемо записати:

$$[\tau] = c_0 + \sigma \operatorname{tg}(\phi), \quad (8)$$

де c_0 – коефіцієнт зчеплення ґрунту; ϕ – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Аналітичне моделювання з урахуванням вищевикладеного дозволяє представити математичну модель формування повного тягового моменту опору, що визначається зрушенням «ґрунтових цеглин», наступним чином:

$$M_{cp} = N_{mcp} \frac{S-b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B+2h_{зовн})}{c_r \chi_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\phi) - \frac{2c_0 (B+2h_{зовн})}{c_r} \right] \right). \quad (9)$$

Отриманий вираз є справедливим для початкового моменту зсуву «ґрунтових цеглин», коли поточне значення δ досягає величини δ_{cp} , а вертикальні навантаження на поверхні западин шини – значень, рівних розрахунковим по (6) і (7) при $\delta = \delta_{cp}$, при середньому горизонтальному опресуванні $m_p \delta$.

Цей вираз дає можливість визначити в кінцевій формі сумарний тяговий момент опору з (4) при $\delta = \delta_{cp}$:

$$M_{cp} = N_{mcp} \frac{S-b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B+2h_{зовн})}{c_r \chi_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\phi) - \frac{2c_0 (B+2h_{зовн})}{c_r} \right] \right) + \mu \left(N - N_m \frac{S-b}{S} \right) \delta (r_0 - \chi), \quad (10)$$

а потім – момент опору частковому зсуву в (4).

Значення M_m за виразом (4) при $\delta = \delta_{cp}$ описує напружений стан в зоні контакту, який, з іншого боку, представлено виразом (10). Тоді можна записати рівняння для визначення однієї з найважливіших характеристик взаємодії колісного рушія з ґрунтом – коефіцієнта буксування трактора при початку повного зсуву «ґрунтових цеглин» плями контакту:

$$N \left(r_0 - \frac{h}{2} \right) \frac{h_p}{h} \cdot \frac{m_p \delta}{1 - m_p} = (1 - \delta_{cp}) N_{mcp} \frac{S - b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2h_{зовн})}{c_r \chi_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\phi) - \frac{2c_0 (B + 2h_{зовн})}{c_r} \right] \right), \quad (11)$$

де $\chi = 1,04 \sqrt{\frac{N^2 r_0}{c_r^2 (\sqrt{k+1} + 1)}}$, отримано на підставі (1), $N_m = \frac{3}{2} c_r \sqrt{\frac{2 \chi_{mcp}^3}{r_0 - h}}$

при $\chi_{mcp} = \frac{\chi}{1 - \delta_{cp}} - \frac{bh}{kS}$.

Рівняння (11) встановлює зв'язок між коефіцієнтом буксування δ_{cp} , конструктивними показниками колеса (r_0 , h , b , $h_{зовн}$, S , B), вертикальним навантаженням N і властивостями шини та несучої поверхні (k , c_0 , $\operatorname{tg}(\phi)$). Навантаження на ведуче колесо підраховується з урахуванням системи з'єднання трактора і робочої машини в МТА і його перерозподілу по вісях трактора.

Визначений за (4) тяговий момент, як було зазначено вище, впливає на величину силових (моментних) параметрів колеса, які забезпечують формування тягового зусилля: M_ϕ , $M_{зсм}$, $M_{зр}$.

Момент опору M_ϕ обумовлений зміною форми шини під дією крутного моменту на колесі. Процес формування даного моменту визначається зростанням зміщення центру диска колеса зі збільшенням крутного моменту на колесі:

$$M_\phi = \mu_\kappa M_{он} N r_b, \quad (12)$$

де r_b – радіус диску колеса, μ_κ – кут, на який закручується обід колеса відносно частини трактора шини, що знаходиться в зоні контакту з ґрунтом, при дії одиничного моменту. Решта складових сил опору коченню ведучого колеса, навантаженого вертикальним навантаженням N і крутним моментом, можна оцінити за допомогою залежностей виду:

$$M_{cp} = ck(r_0 - \chi) \frac{B\chi^2}{2}; \quad (13)$$

$$M_{зсм} = \frac{1}{2} \alpha c_r \chi^2, \quad (14)$$

де α – коефіцієнт гістерезисних втрат.

На основі (12) – (14) сумарний момент опору руху ведучого колеса трактора, яке навантажено постійним гаковим зусиллям, можна визначити за формулою:

$$M_{fB} = \left[\frac{cB(r_0 - \chi)k^2}{(1 - \delta)^2} + \alpha c_r \right] \frac{\chi^2}{2} + \mu_\kappa M_{on} N r_b, \quad (15)$$

або з урахуванням зв'язку $M_\kappa = M_T + M_{fB}$:

$$M_{fB} = \frac{I}{1 - \mu_\kappa N r_b} \left[\frac{cB(r_0 - \chi)k^2}{(1 - \delta)^2} + \alpha c_r \right] \frac{\chi^2}{2} + \mu_\kappa M_{on} N r_b. \quad (16)$$

Вираз (16) може бути використаний для визначення повного опору руху трактора при роботі з постійним зусиллям на гаку на підставі залежності виду:

$$P_f = 2 \left(\frac{M_{fB}}{r_0 - \chi} + P_{fII} \right), \quad (17)$$

де P_{fII} – опір руху переднього колеса, що визначається з залежності (16) при $M_{mz} = 0$.

В цілому отримані залежності являють собою групу аналітичних математичних моделей, що описують стан поверхонь шини і поверхні ґрунту, що деформується, заданої характеристики по вертикальній жорсткості (c).

Значення цих математичних моделей для тягового розрахунку колісних машин полягає в можливості на їх базі визначати:

1) несучу здатність ґрунтового фону по горизонтальному і вертикальному напруженням;

2) межі дії тих чи інших закономірностей при зростанні моментного та вертикального навантаження на колесо;

3) кількісні характеристики тягових можливостей трактора в складі МТА при різних гакових навантаженнях;

4) стан ґрунту по колії руху при різних режимах навантаження трактора гаковим зусиллям;

5) шляхом використання властивостей ґрунту як дисперсного об'єкта, закономірності зміни несучої здатності ґрунту при зміні режиму роботи МТА.

Висновки. В результаті теоретичних досліджень отримані залежності сили опору перекочування еластичного колеса по поверхні, що деформується на підставі вертикальних жорсткостей колеса і опорної поверхні. На побудованій математичній моделі можна формулювати загальні напрямки стабілізації режимів роботи тракторів у складі МТА з метою підвищення їх експлуатаційних показників. Дані напрямки можуть містити як конструкторські заходи, що проводяться з метою зниження динамічності виконуваних робіт, так і експлуатаційні обмеження режимів робіт, що виключають вплив підвищеної динамічності навантаження на вихідні показники МТА.

Література

1. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов [Текст] / Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1980. – 216 с.
2. Барский И.Б. Динамика трактора [Текст] / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Золотаревская Д.И. Особенности качения колес по вязкоупругой почве [Текст] / Д.И. Золотаревская. // Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – №8. – С. 15 – 19.
4. Кожуханцев А.Н. О влиянии вертикальных колебаний колесного трактора на снижение его тягово-динамических показателей [Текст] / А. Н. Кожуханцев // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – №7. – С. 10 – 11.
5. Кутьков Г.М. Анализ источников генерации колебаний нагрузки на двигатель сельскохозяйственных тракторов [Текст] / Г.М. Кутьков, В.С. Пучков, А. И. Холин // Тракторы и сельхозмашины. – 1975. – №6. – С. 9 – 10.

УДК 621.891

© С.В. Мисковець

Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ НЕСТАБІЛЬНОСТІ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ СТАЛЕЙ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Розглянуто вплив хімічного складу високолегованих сталей ШХ15 і 12ХН3А різних серій поставок на їх зносостійкість в середовищі дизельних палив

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ, ДИЗЕЛЬНІ ПАЛИВА, ПАРИ ТЕРТЯ, СТАЛЬ.

Постановка проблеми. Досвід практики показав, що одні і ті ж деталі паливної апаратури за однакових умов роботи мають різне напрацювання, а, отже, і зносостійкість. Особливістю роботи вузлів тертя паливних агрегатів є: наявність великої кількості прецизійних пар тертя; погані змашувальні середовища (дизельні палива); дуже малі допустимі зміни лінійних розмірів спряжень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] було відмічено, що на зносостійкість сталі 45 різних серій поставок істотний вплив робить її хімічний склад. У зв'язку з цим представляється доцільним провести дослідження впливу нестабільності хімічного складу сталей на їх зносостійкість.

Аналіз літературних джерел [2, 3, 4] показав, що зміна кінематики руху приведе до зміни часу контакту поверхонь, що труться, між собою і активними компонентами середовища, умов передачі і розсіювання енергії, що у свою чергу призводить до зміни швидкості і глибини протікання фізико-хімічних процесів, а, отже, інтенсивності зношування. Складність вивчення фізико-хімічних процесів, що відбуваються на поверхнях тертя сталей, що працюють в паливному середовищі, полягає в тому, що вони відбуваються в шарі завтовшки 250...300 Å і вимагають для розшифровки застосування найсучаснішого устаткування.

Мета дослідження. Визначити вплив хімічного складу високолегованих сталей ШХ15 і 12ХН3А різних серій поставок на їх зносостійкість в середовищі дизельних палив.

Результати досліджень. Для визначення впливу властивостей високолегованих сталей різних серій поставок на їх зносостійкість були проведені спеціальні дослідження сталей ШХ15 і 12ХН3А в

середовищі дизельних палив на установках з лінійною геометрією контакту і різною кінематикою руху пар тертя, за ідентичних умов зовнішніх чинників. Матеріалом контртіла служила сталь ШХ15.

Результати серії випробувань представлені в таблиці.

Таблиця – Знос високолегованих сталей різних серій поставок

Матеріал зразка	№ зразка	Лінія – площина	
		однапрявлене	реверсивне
ШХ15	1	0,200	3,238
	2	0,188	3,010
	3	0,158	2,570
	4	0,190	0,682
	5	0,194	2,350
12ХН3А	1	2,788	1,80
	2	2,117	1,37
	3	1,400	1,57
	4	0,525	1,22
	5	0,514	1,78

Як видно з таблиці, і сталь ШХ15, і сталь 12ХН3А різних серій поставок при терті із сталлю ШХ15 мають різну зносостійкість. Причому ця відмінність спостерігається і для однапрявленого, і для реверсивного тертя ковзання. Проте кожній кінематиці руху відповідає певний ряд зносостійкості. У процентному стосунку різниця у ряді зносостійкості складає:

- ШХ15 – ШХ15 (однапрявлене) – 30 %;
- ШХ15 – ШХ15 (реверсивне) – 360 %;
- 12ХН3А – ШХ15 (однапрявлене) – 430 %;
- 12ХН3А -ШХ15 (реверсивне) – 48%.

Аналіз елементного складу поверхневого шару, проведений на приладі "Самсеп" при терті стали ШХ15, показав, що при однапрявленому переміщенні в поверхневих шарах спостерігається підвищений по відношенню до реверсивного вміст кисню. Чим більша різниця за вмістом кисню в плівках, там більша різниця в швидкості зношування.

Визначення вмісту легуючих елементів в поверхневому шарі показало, що концентрація легуючого елементу Сг збільшується в порівнянні з матричним матеріалом як при однапрявленому, так і при реверсивному переміщеннях, але більше при однапрявленому.

Зміна вмісту інших елементів виявлена не була.

Як видно з вищевикладеного, хімічний склад матеріалу є домінуючим чинником, що чинить істотний вплив на зносостійкість.

Висновки. Досвід експлуатації показує і наші дослідження ще раз підтверджують, що не існує матеріалу, який можна було б застосовувати в усій різноманітності сучасних конструкцій, вузлів і агрегатів сполучень, що труться. Це пояснюється тим, що матеріали навіть одного класу значно відрізняються один від одного по опору дії різних деформаційних і фізико-хімічних процесів, співвідношення між якими у свою чергу визначається конструкційними і кінематичними особливостями вузла тертя, поєднанням матеріалів, типом довкілля. Тому перенесення матеріалів з одних умов, де він себе добре зарекомендував, і використання його в інших, що відрізняються по структурі фізико-хімічного і механічного дій, не може відбуватися автоматично, а повинен виходити з аналізу переважаючих процесів в цій конструкції і властивостей матеріалів, що визначають їм протидію (процесам), а, отже, і зносостійкість.

Література.

1. Функціональні та експлуатаційні властивості деталей триботехнічного призначення зі сталі 45 / П. П. Савчук, С. В. Мисковець // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. Випуск 45. – Луцьк, 2014. – С. 482–485.
2. Аксенов А.Ф., Шепель А.Я. Относительная износостойкость материалов, работающих в низкомолекулярных углеродных средах // Трение и износ. – Минск: Наука и техника, – 1981. Т2, №2. – с.339-342.
3. Гаркунов Д.Н. Триботехника. Износ и безызносность. – 4-е издание. – М.: МСХА, 2001. – 616 с.
4. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд. переработ. и доп. / А.В.Чичинадзе, Э.Д.Браун, Н.А.Буше и др.; Под общ. ред. А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с., ил.

Рецензент д.т.н., проф. П.П. Савчук.

УДК 621.83.062

© М. О. Мітцель

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯВИЩА НЕОДНОЧАСНОЇ ЗМІНИ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН

Явище неодноразової зміни режимів роботи об'ємних гідромашин в складі двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) вимагає детального дослідження. В статті подано методику розрахунку "особливих зон" роботи ГОМТ з диференціалом "на виході" з використанням математичної моделі втрат К. І. Городецького.

ТРАНСМІСІЯ, ГІДРОМАШИНА, МАТРИЧНИЙ АНАЛІЗ, ДИФЕРЕНЦІАЛ, ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА.

Постановка проблеми. Впровадження двопотокових ГОМТ на зарубіжних та вітчизняних тракторах вимагає досконалого теоретичного і практичного вивчення робочих процесів, що протікають в трансмісії. В 2014 році ПАТ "ХТЗ" було випущено перший зразок колісного трактора тягового класу 5..6 з ГОМТ, результати випробувань повністю підтвердили розрахунки, тому в 2015 році розпочато виробництво першої дослідної серії цих тракторів [1, 2]. Одним із шляхів підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) колісних і гусеничних сільськогосподарських тракторів, оснащених ГОМТ з диференціалом "на виході", є узгодження оптимальних режимів роботи трансмісії з основними технологічними швидкостями с/г робіт ще на стадії проектування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні та експериментальні розрахунки вказують, що найвищий ККД ГОМТ досягається в режимі, коли вал гідромотора зупинений [3]. Вся потужність двигуна при цьому передається механічним шляхом, гідрооб'ємна передача (ГОП) працює в так званій "особливій зоні" – зоні, коли регульований гідронасос і нерегульований гідромотор одночасно працюють в насосному режимі на компенсацію власних об'ємних і механічних втрат [4]. Проте, зміна знаку швидкості валу гідромотору – це точка виходу з "особливої зони", а її початок обумовлений зміною знаку крутного моменту на валу гідронасосу, що було підтверджено під час стендових досліджень [5]. Питанню "особливих зон" не приділено достатньої уваги вітчизняними та зарубіжними дослідниками, однак ТЕП трактора можуть бути підвищені саме за рахунок роботи в цих режимах. Спроби аналізу

процесів, що характерні ГОМТ в нульових режимах, були зроблені в роботах Кісточкіна Є. С., робота [4] з яких є найбільш ґрунтовною.

Мета дослідження. В даній роботі пропонується методика визначення координат швидкісних та силових нульових режимів роботи гідромашин в складі ГОМТ з диференціалом "на виході" для можливих структурних схем трансмісії. Об'ємні та механічні втрати в гідромашинах пропонується задавати за допомогою універсальної математичної моделі К. І. Городецького, що є найбільш поширена у вітчизняних публікаціях, а її точність була підтверджена під час стендових та натурних експериментів [2].

Результати дослідження. Двохпотокові ГОМТ з диференціалом "на виході" мають особливості характерні для всіх типів гідромеханічних передач з розгалуженим потоком потужності:

- існує значення передавального відношення трансмісії $i_{TP} = w_x / w_{об}$, при якому потужність, що проходить через гідрооб'ємну передачу (ГОП) дорівнює нулю, загальний ККД трансмісії при цьому має найвищий показник;

- існують режими роботи з циркуляцією потоків потужності в замкненому контурі передачі;

- зміна режимів роботи гідромашин (насосний, моторний) відбувається, як при реверсі швидкості та крутного моменту вихідного валу (якщо справедливо співвідношення $sign(M_x) = -sign(w_x)$), так і при передавальних відношеннях i_{TP} , що відповідають нульовій потужності в ГОП.

Кінематичні схеми тракторних ГОМТ проектуються таким чином, що координати швидкісних нульових режимів лежать в межах зміни передавального відношення трансмісії i_{TP} , а отже кількість змін режимів роботи гідромашин буде дорівнювати двом: при $i_{TP} = 0$ та $i_{TP} = i_{02}$, де i_{02} – координата швидкісного нульового режиму гідромашини №2 [4].

В залежності від способу з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму (сонячною шестернею 1, коронною шестернею 2, водилом 3) існують 6 можливих варіантів ГОМТ з диференціалом "на виході". В таблиці приведено спрощену структурну схему та рівняння для визначення конструктивних коефіцієнтів a , b , c , що залежать від кінематичних (силових) передавальних відношень між ланками базового механізму і будуть використані в подальших розрахунках. Рівняння складені з урахуванням напрямків обертання.

Крайові передавальні відношення i_{kj} визначаємо за формулами

$$i_{kj} = \begin{cases} i_{max} \forall i_{0j} \leq 0,5(i_{max} + i_{min}), \\ i_{min} \forall i_{0j} > 0,5(i_{max} + i_{min}). \end{cases} \quad (1)$$

де j – номер гідромашини.

Таблиця – Структурна схема ГОМТ з диференціалом "на виході"

Коефіцієнт	Рівняння	Спрощена структурна схема
i_{01}	∞	
i_{02}	$-\frac{k}{i_1 \cdot i_4 \cdot i_5}$	
a_1	$-\text{sign}(c_1)$	
a_2	$\frac{i_{02} \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
b_1	0	
b_2	$\frac{1 \cdot \text{sign}(c_2)}{ i_{k2} - i_{02} }$	
c_1	$i_1 \cdot i_2$	
c_2	$-\frac{i_4 \cdot i_5}{i_1 \cdot (1 - k)}$	

При проходженні через нульові точки змінюються знаки наступних компонентів потужності: кутової швидкості нерегульованої гідромашини (ГМ2), крутячого моменту регульованої гідромашини (ГМ1), параметра регулювання e , розходу робочої рідини Q_1 . Швидкісне обернення ГМ2 має місце при проходженні i_{02} . При силовому оберненні ГМ1, що є початком "особливої зони" послідовно виконуються наступні рівняння, які запишемо відносно i_{TP} :

$$i_{0M1} = \frac{\Delta p \cdot (a_2 \cdot \text{sign}(M_2) - \Delta Q_{\Sigma}) + a_1 \cdot \Delta M_1 \cdot \text{sign}(w_1)}{\Delta p \cdot b_2 \cdot \text{sign}(M_2) + b_1 \cdot \Delta M_1 \cdot \text{sign}(w_1)}; \quad (2)$$

$$i_{0Q1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_2}{b_2 \cdot \text{sign}(M_2)}; \quad (3)$$

$$i_{0e1} = i_{02} - \frac{\Delta Q_\Sigma}{b_2 \cdot \text{sign}(M_2)}, \quad (4)$$

де i_{0M1} – координати силового нульового режиму; i_{0Q1} – координата нульового режиму розходу; i_{0e1} – координата нульового режиму параметра регулювання.

Основним недоліком методу, що описав в своїх працях Кісточкін Є. С. є спосіб завдання втрат в гідромашинах через відносні величини, тобто для розрахунків використовуються масиви експериментальних даних, що побудовані для конкретної гідромашини. Висока точність в цьому випадку нівелюється за рахунок великого об'єму підготовчих робіт.

Автором статті пропонується вести розрахунок об'ємних $\Delta Q_{1,2}$ та механічних $\Delta M_{1,2}$ втрат за рівняннями:

$$\Delta Q_{1,2} = K_y \cdot \frac{\Delta p}{\mu} \cdot (I + c_y \cdot |w_{1,2}|); \quad (5)$$

$$\Delta M_{1,2} = q_{1,2} \cdot \left[\begin{array}{l} K_1 \cdot |w_{1,2}| \left((I + K_2 \cdot e^2) + \frac{K_5 (I + K_4 \cdot |e|)}{I + K_3 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_q} \cdot \Delta p + \right. \\ \left. + \frac{K_8 (I + K_7 \cdot |e|)}{(I + K_6 \cdot |w_{1,2}| \cdot D_{q1,2})} \right) \end{array} \right], \quad (6)$$

де K_y , c_y – коефіцієнти витоку; $K_1 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат; $q_{1,2}$ – максимальна подача гідромашини, м³/рад; $D_{q1,2}$ – характерний розмір гідромашини ($D_q = \sqrt[3]{2\pi \cdot q}$); Δp – перепад робочого тиску на гідронасосі, МПа.

При визначенні ΔM_1 та ΔM_2 необхідно враховувати напрям потужності через ГОП і залежно від цього розглядати ΔM_1 та ΔM_2 або як втрати моментів, або як збільшення.

Крутні моменти на валах ГМ1 и ГМ2 визначаємо з формул:

$$M_1 = q_1 \cdot e \cdot \Delta p \pm \Delta M_1; \quad (7)$$

$$M_2 = q_2 \cdot \Delta p \mp \Delta M_2. \quad (8)$$

Тут верхні знаки відповідають прямому потоку потужності через ГОП, нижні – зворотному.

Підставимо рівняння (5,6) в (7,8), а отримані рівняння надалі в (2,3,4).

На рис. 1 приведено експериментальні осцилограми отримані на лабораторному стенді ГОМТ [2].

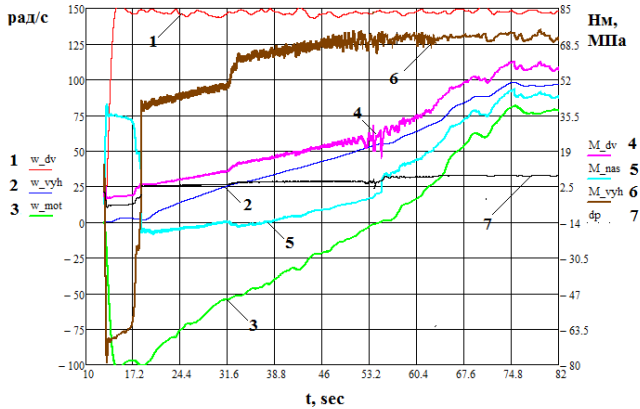


Рис. 1 – Експериментальні осцилограми

На рис. 2 представлено розрахунків (метод матричного аналізу) та побудовані за експериментальними даними графіки ККД ГОП та ГОМТ для ($M_{vyh} = 70,6 \text{ Нм}$) від швидкості вихідного валу

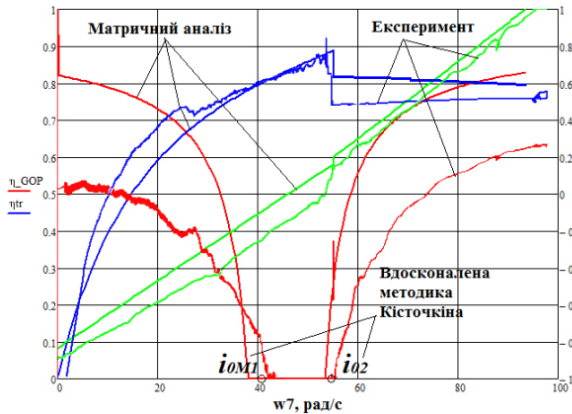


Рис. 2 – Теоретичні та експериментальні ККД ГОП та ГОМТ при ($M_{vyh} = 70,6 \text{ Нм}$)

Експериментальні стендові дослідження проводились згідно розробленої методики і включали 5 серій дослідів при навантаженні вихідного валу 22; 70,6; 102; 134; 180 Нм, при плавному законі регулювання не менше 80 сек та з 10-ти разовим повторенням (вимога ГОСТ 17108-86, адже на стенді використана ресструюча апаратура).

Висновки. Метод матричного аналізу було використано в програмі Trans, розробленій на кафедрі "Автомобіле- і тракторобудування" НТУ "ХП". На даний момент це єдиний універсальний програмний продукт, що дозволяє синтезувати структурні схеми ГОМТ всіх типів, з подальшим аналізом їх характеристик.

Метод Кісточкіна ідентифікує "особливу зону" не через ККД, а через передавальне відношення трансмісії. Серійні трактори не плануються обладнувати датчиками крутного моменту, проте в магістралях високого та низького тиску є ресструючі датчики. Метод Кісточкіна дозволяє створити алгоритм коректування e за Δr та $V_T(n_T)$, та виконувати енергомісткі с/г операції в зоні найвищого ККД. Обидва методи підтвердили свою високу точність (матричний аналіз 7-10%, метод Кісточкіна 4-8%)

Проведені натурні експерименти на першому українському с/г тракторі з ГОМТ виробництва ПАТ "ХТЗ" підтвердили зростання ТЕП при роботі трактора в "особливій зоні". Однак реалізувати даний принцип для ГОП з гідромеханічним управлінням складно, адже необхідно чітко позиціонування наклонної шайби гідронасоса водієм (необхідні засоби індикації на панелі приладів, що будуть вказувати на роботу в "особливій зоні"). В повній мірі запропонована розробка буде втілена на тракторах з електро-пропорційним управлінням ГОП.

Література

1. Губин В.В. Ребрендинг, полный апгрейд и полный вперед! / В. В. Губин // AgroToday. – октябрь 2014 (пилотный выпуск). – С. 5–7.
2. Самородов В.Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 5/7 (70). – С. 52–58.
3. Рогов А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дисс. канд. техн. наук: 05.22.02. / Андрей Владимирович Рогов. – Х., 2006. – 168 с.
4. Бабаев О.М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов,

Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л. : Машиностроение, 1987.– 256 с.

5. Самородов В.Б., Мітцель М.О. Система керування гідрооб'ємно-механічною трансмісією на базі крокового двигуна // Тези доповідей науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника “Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля” Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я”, 15-16 жовтня 2014 р., Харків. / Міністерство освіти і науки, ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 57–59.

Рецензент д.т.н., проф. В.Б. Самородов

УДК 677.11.021

© Ю.В. Муравинець, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕНА ТЕХНОЛОГІЯ ПЕРЕРОБКИ ЛЛЯНОЇ ТРЕСТИ ЗА РАХУНОК МОДЕРНІЗАЦІЇ МТА

У статті наведені результати досліджень роботи м'яльно-тіпального агрегата, запропонованого для використання під час переробки лляної трести за удосконаленою технологією, яка полягає в модернізації конструкції розмотувача рулонів та затискного транспортера.

УДОСКОНАЛЕНА ТЕХНОЛОГІЯ, ЛЛЯНА ТРЕСТА, РОЗМОТУВАЧ РУЛОНІВ, М'ЯЛЬНО-ТРІПАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ЗАТИСКНИЙ ТРАНСПОРТЕР, ЛЬОН.

Постановка проблеми. Розвиток лляного комплексу в Поліській зоні України є доцільним, в першу чергу, завдяки сприятливим природним умовам для вирощування й первинної переробки льону, а також наявності необхідних для цього людських ресурсів. Однак, за останні роки в процесі формування ринкової економіки льонпереробна галузь прийшла до стану занепаду. Зараз льонарський комплекс являє собою сільськогосподарські підприємства різних форм власності, які працюють без взаємоузгодження та не пов'язані в єдиний технологічний ланцюг.

Льонарство в Україні необхідно відроджувати. Для цього необхідно інтенсифікувати виробництво на етапах вирощування та збирання льону-довгунця. Але це не єдина умова.

Суттєві резерви відновлення та підвищення ефективності виробництва в лляному підкомплексі знаходяться в сфері первинної переробки льонотрести. Напрямки удосконалення технічних засобів для первинної переробки волокна визначені на даний час достатньо широко.

Для підвищення ефективності виробництва та забезпечення конкурентоздатності українського лляного волокна потрібно: здійснити в первинній переробці лляної трести перехід на високотехнологічне обладнання; забезпечити оптимальні режими роботи обладнання, звернувши особливу увагу на якість підготовки шару сировини, що поступає на переробку та на вихід довгого волокна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень, представлених у роботах таких вчених як Ю.В. Дроздов [1], В.А. Дьячков [2], Е.А. Пашин [3], А.М. Іпатов [4], та багатьох інших, свідчить про значну кількість факторів впливу на процес формування показників якості лляної трести та на вихід довгого волокна. Як на стадії отримання трести, так й у ході первинної переробки показники якості продукції формуються під впливом робочих органів машин.

Мета дослідження. Метою даної роботи є науково-практичне обґрунтування удосконаленої технології первинної переробки лляної трести на МТА, яка забезпечує зменшення вмісту недоробок і збільшення виходу довгого волокна.

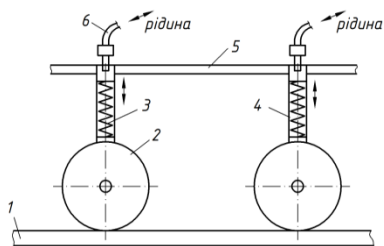
Результати досліджень. Удосконалена технологія первинної переробки лляної трести [5], базується на комплексі технічних та технологічних рішень, а саме використання удосконаленого рулонорозмотувача, виготовленого на основі патенту на корисну модель [6] та затискного транспортера тіпального агрегату для її здійснення.

В ході досліджень виявлено, що відокремлення шару стебел із застосуванням відомого розмотувача рулонів РР-2 відбувається часто не по всій ширині рулону, що веде до зростання кута зміщення стебел. З метою удосконалення процесу розмотування рулонів нами запропоновано модернізовану конструкцію рулонорозмотувача.

Запровадження даної конструкції дозволяє: відділяти шари стебел рівномірної товщини за рахунок застосування клиноподібної поверхні; зменшити перекис стебел в стрічці за рахунок постійного



а



б

Рис. 2 – Існуюча (а) та удосконалена (б) модель затискного транспортера ТЛ-40: 1 – транспортер; 2 – притисний ролик; 3 – підпружинений шток; 4 – кожух штока; 5 – балка; 6 – гідравлічне устаткування

Аналіз свідчить, що застосування удосконаленої конструкції затискного транспортера дозволило зменшити вміст недоробок і збільшити вихід довгого волокна.

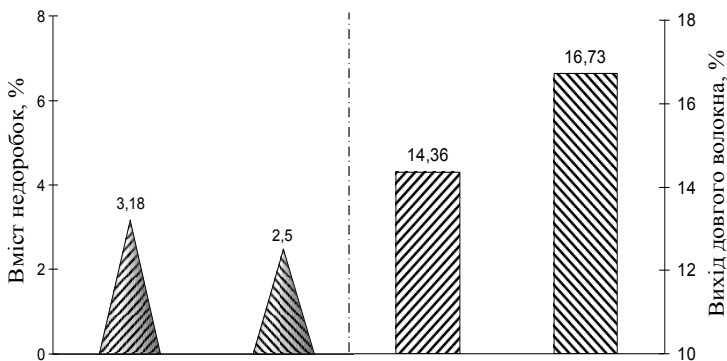


Рис.3 – Оцінювання ефективності процесу тіпання:

▨, ▴ – базова технологія; ▩, ▴ – удосконалена технологія

Експериментально доведено, що застосування удосконаленої технології первинної переробки льону-довгунця дозволяє:

- забезпечити рівномірний розподіл тиску в рівчаку затискного транспортера не лише за довжиною, а й за шириною;
- зменшити вміст недоробок на 2,5%;
- збільшити вихід довгого волокна з 14,36% до 16,73%.

Висновки. Удосконалена технологія дозволила отримати новий якісний результат, який полягає у забезпеченні рівномірності відокремлення шару стебел у ході розмотування рулону по всій його ширині, зменшення кута зміщення стебел відносно вісі рулону, зменшенні розтягнутості стрічки та кількості пошкоджених стебел. Використання даної технології дозволяє значно спростити процес розмотування рулону трести льону та одержати сировину з підвищеними якісними показниками, за рахунок чого збільшується відсоток виходу довгого тіпаного волокна.

Література

1. Дроздов Ю.В. Разработка автоматической системы контроля и управления положением слоя при получении трепального льна. Дис.... канд.тех наук/ Ю.В. Дроздов – Кострома 2004.
2. Дьячков В.А. Интенсификация процесса удаления костры при обработки лубяных волокон в мяльных машинах дис. ... канд.тех.наук / В. А. Дьячков.- Кострома : КТИ, 1986.
3. Пашин Е.Л. Зависимость технологического качества льна от его свойств и условий производства. / Е.Л. Пашин, А.Б. Лапшин, И. И Круглий. – Вестник РАСХН. 2001.№3. – 78-81с.
4. Ипатов А.М. Теоретические основы механической обработки стеблей лубяных культур / А. М. Ипатов.- М. Легпромбытиздат.1989.
5. Муравинець Ю.В. Удосконалення технології переробки лляної трести за рахунок модернізації м'яльно-тіпальних агрегатів: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.02./ Муравинець Юлія Вікторівна. – Херсон, 2014. – 79 с.
6. Пат. №84228, Україна МПК D01B 1/00(2013/01). Механізм розмотування рулонів стебел луб'яних культур / Налобіна О.О., Муравинець Ю.В.; заявник та патентовласник Луцький національний технічний університет. – № и 2013 05629; заявл. 30.04.2013 опубл. 10.10.2013. Бюл. №19. – 4 с.

Рецензент д.т.н., проф. Налобіна О.О.

УДК 687.05

©Л.В.Назарчук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЛЛЯНОЇ СИРОВИНИ У ВИРОБНИЦТВІ ДИТЯЧОГО ОДЯГУ

Визначено споживчі властивості льону. Встановлено шляхи вдосконалення технології прядіння та оздоблення лляних волокон та матеріалів і особливості використання лляної сировини у виробництві дитячого одягу.

ЛЬОН, ВОЛОКНО, ПРЯДІННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ.

Постановка проблеми. Традиційною для України луб'яною технічною культурою, яка вирощується в багатьох областях нашої країни є льон. Унікальні природні властивості льону зумовлюють доцільність виробництва з нього різноманітних виробів легкої промисловості. Лляне волокно є чи не єдиним джерелом натуральної сировини для виробництва виробів побутового та технічного призначення, що мають досить широкий асортимент.

Батьківщиною льонарства близько двох десятиліть років тому справедливо вважали Україну. До 1992 року вона входила до складу світових лідерів із виробництва льоноволокна, а його валовий збір становив у нас понад 100 тис. тон щороку, або 13–14% від світового виробництва. Але, на даний момент Україна закуповує тканини і вироби з льону з-за кордону, а найкращий льон у світі виробляють Франція, Бельгія, Голландія – це ті країни, які важко назвати аграрними.

В історичному аспекті льонарство було однією з важливих галузей сільськогосподарського виробництва, а в 50-90 роки ХХ століття і одним з основних джерел прибутків льоносіючих господарств. Виробництво льону забезпечувало і соціальний розвиток села. Однак в останні 10-15 років занепад економіки, недосконалість законодавчої бази, соціальна нестабільність в країні призвели до скорочення посівних площ під льоном у 8-10 разів, виробництво тканин в Україні зменшилось у 20-25 разів. Припинили роботу Житомирський та Рівненський льонокомбінати. Галузь льонарства стала збитковою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвинені країни за 20 років збільшили виробництво льоноволокна майже на 11 %, так

Китай – на 189,25 %, Західна Європа – на 134,9 %. [1]. А от Україна зменшила обсяг виробництва цієї досить важливої сировини на 96,3 %.

Проблемами льонарства в нашій країні займається багато науковців, які вивчають тенденції до об'єктивного, фундаментального аналізу історії розвитку галузі і на цій основі пошуки альтернативних технологій використання та переробки продуктів льону для підвищення їх попиту та конкурентноспроможності.

Метою дослідження є вивчення більш широкого використання лляних волокон для розширення асортименту виробів дитячого призначення, підвищення надійності в експлуатації та надання їм відповідної функціональності згідно властивостей льону.

Результати дослідження. Спроекований дитячий виріб повинен мати раціональне конструктивно-технологічне рішення і бути виготовлений із матеріалу з оптимальними параметрами властивостей. Параметри майбутнього виробу можуть змінюватись, а властивості зберігатись оптимальними протягом періоду, заданого прогнозом (час, витрачений на проектування, виготовлення, реалізацію і заданого строку експлуатації) [2]. Тому до якості дитячого одягу висуваються підвищені вимоги. Це обумовлено високою чуттєвістю сприйняття дитячим організмом зовнішніх впливів і певних умов експлуатації виробів, які пов'язані з динамічністю образу життя дітей та швидкоплинною модою.

Властивостями льону забезпечуються функціональні властивості текстильних матеріалів з льоноволокна. До споживчих властивостей льону відносять (рис. 1) [3].



Рис. 1 – Споживчі властивості льону

Льон вбирає вологу краще за бавовну, а також швидше виводить її на поверхню. Отже, він швидше сохне, створюючи

додатковий охолоджувальний ефект і тому він високо гігроскопічний. Не утворюється на лляних волокнах зарядів статичної електрики. Так як міра полімеризації целюлози льону в 2-3 рази вища, ніж у бавовни, то він набагато міцніший, більш стійкий до руйнування на світлі – він не жовтіє і не старіє, а лише стає білішим. Ляні матеріали набагато міцніші від бавовняних і переносять набагато більшу кількість прання. Вироби з льону можна не тільки прати, але й кип'ятити, сушити на сонці, прасувати гарячою праскою.

Головною вимогою до одягу (матеріалів, конструкції) для дітей є те, що одяг повинен бути комфортним, не порушувати природну роботу шкіри, не перешкоджати шкірному диханню і потовиділенню. Особливо це важливо для дітей, в яких спостерігається свербіж шкіри, лущення, дерматит (в цей період шкіра повинна бути доступною повітрю). Для цього одяг для дітей виготовляється із натуральних тканин, наприклад, лляних і льоновомісних, які вільно пропускають повітря.

Найбільш перспективним є використання лляного волокна для виготовлення різноманітних виробів дитячого асортименту. Це обумовлено низкою причин, а саме: лляні вироби за зносостійкістю, гігієнічністю, естетичністю суттєво переважають аналогічні за призначенням бавовняні вироби; широке використання лляного волокна у текстильному виробництві дозволяє не тільки замінити дефіцитну в нашій країні бавовну, але й суттєво підвищити рівень якості, екологічної безпечності та конкурентоспроможності цієї групи виробів дитячого асортименту; перспективним є використання у виробництві дитячого одягу лляного катоніну, який може використовуватись у суміші з іншими волокнами (натуральними і хімічними).

Волокнистий склад тканини повинний враховуватися при моделюванні, конструюванні, розкрої і шитті. Від волокнистого складу тканин залежить їхній зовнішній вигляд, пружність, опір різанню, розтяжність, здатність прасуватись і витягуватись, вибір режиму волого-теплової обробки. При видаленні з тканин плям також необхідно пам'ятати про волокнистий склад тканин і хімічні властивості волокон, що входять до складу даної тканини.

Тому, з метою виготовлення якісного дитячого одягу доцільно враховувати особливості виготовлення та використання лляної сировини при виробництві дитячого одягу.

Широке використання лляного волокна для виробництва матеріалів призначених для дитячого одягу вимагає вдосконалення технології прядіння цих волокон [4], а також оздоблення самих

тканин. З цією метою наведемо шляхи вдосконалення технології прядіння та оздоблення лляних волокон та матеріалів (рис. 2).

Успішному розвитку ринку льоновомісних матеріалів для виробів дитячого асортименту можуть сприяти такі чинники: подальша оптимізація і розширення основних параметрів будови льоновомісних матеріалів з вмістом бавовняних, віскозних, лавсанових і ін. волокон; покращення художньо-естетичного оформлення цих матеріалів за рахунок підбору більш якісних вибілювачів для фізичного та оптичного вибілювання та обґрунтованого підбору нетоксичних і малотоксичних марок синтетичних барвників для фарбування та друкування цих матеріалів; ширше застосування спеціальних способів оброблення льоновомісних матеріалів з метою надання їм відповідних ефектів брудовідштовхування, біостійкості та інших властивостей.

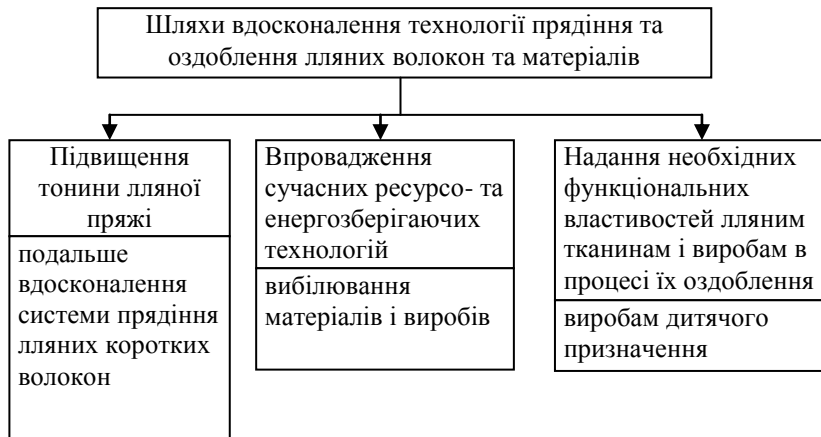


Рис. 2 – Шляхи вдосконалення технології прядіння та оздоблення лляних волокон та матеріалів

Висновки. Отже, використання лляного волокна для виробництва дитячого одягу дозволяє розширити сировинну базу, поповнити асортимент та суттєво підвищити надійність та зручність в експлуатації. Це пов'язано з певними властивостями льону, які мають вплив на підвищення функціональності виробів.

Література

1. Продовольственная и сельскохозяйственная организация Объединенных Наций [Електронний ресурс]: режим доступу – <http://www.fao.org>

2. Ивахненко А.Г. Долгосрочное прогнозирование и управление сложными системами. / А.Г. Ивахненко – К.:Техніка, 1975. – 312 с.

3. Живетин В.В. Лен и его комплексное использование / Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. – М.: Информ-Знание, 2002. – 400 с.

4. Кузьміна Т.О. Якість і стандартизація модифікованих лляних волокон. Монографія / Т. О. Кузьміна, Л. А. Чурсіна, Г. А. Тіхосова; під ред. Л. А. Чур.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.332.7

© О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

М.Г. Грушецька, А.В. Шимко

Луцький національний технічний університет

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ПІДКОПУЮЧИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У статті розглянуто чинні конструкції підкопуючих робочих органів, проаналізовано закономірності їхньої взаємодії із бульбами, виявлено недоліки роботи та обґрунтовано напрямки їхнього удосконалення.

РОБОЧІ ОРГАНИ, КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНА МАШИНА, ПІДКОПУЮЧИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН.

Постановка проблеми. Сучасний розвиток картоплезбиральної техніки характеризується постійним підвищенням продуктивності машин, що пов'язано зі скороченням часу, який витрачається на збирання. При цьому особлива увага приділяється розробці інтенсивних технологій, високопродуктивної техніки, підвищенню її надійності.

Основною метою виконання процесу збирання є отримання бульб відповідної якості. З метою реалізації даної задачі виникає потреба у розробці (або модернізації) робочих органів, базуючись на глибокому аналізі всіх етапів технологічного процесу збирання бульб

картоплі із максимальним урахуванням факторів, що впливають на технологічний процес і його кінцевої мети.

Аналіз останніх досліджень і публікації. Дослідженням системи машин сучасних технологій збирання картоплі присвячено значну кількість теоретичних і експериментальних робіт, як в Україні так і за кордоном [1,2,3,4,5].

Зокрема роботи таких вчених як В.П. Горячкін [1], М.Є. Мацепуро[6], П.М. Настенко [7] присвячені дослідженням робочих органів, призначених для підкопування бульб та руйнування зв'язків ґрунту із ними. Аналіз чинних досліджень виявив, що основним недоліком роботи підкопуючих робочих органів є згрудження ґрунту між ними та сепаруючим транспортером, а також втрати бульб як прями, так і непрями.

Враховуючи досвід експлуатації відомих підкопуючих робочих органів та результати аналізу відомих досліджень, актуальним є аналіз і обґрунтування напрямків модернізації підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин.

Мета дослідження. Метою даної роботи є аналіз конструкцій підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин і обґрунтування напрямків їх удосконалення.

Результати дослідження. Призначенням підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин є зрізання, руйнування шару ґрунту та передача ґрунту з бульбами на наступний робочий орган.

При цьому повинні забезпечуватись наступні вимоги:

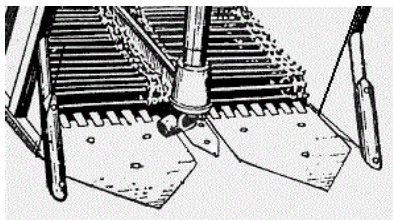
- робочий орган повинен забезпечувати видалення рослинних домішок;
- робочий орган не повинен травмувати бульби;
- конструктивне виконання робочого органу не повинне сприяти згруджуванню ґрунту.

Розглянемо деякі відомі конструкції підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин (рис.1).

Картоплекопач моделі PD комбайна BOLKO (рис.1.а) призначено для збирання двох рядів картоплі. Викопаюче устаткування містить два лемехи з двома ножами зі змінним кутом нахилу. Робочі органи такого типу широко застосовуються у комбінованих робочих органах у машинах, призначених для збирання різних культур).



а



б



в



г

Рис1. Конструкції лемешів картоплезбиральних машин

Лемехи машини КТН – 2В оснащено п'ятою, що зменшує ймовірність згруджування ґрунту в зонах між ними та сепаруючим робочим органом (рис.1.б).

Картоплекопач WIRAX (рис.1.в) оснащено лемехами, які мають заокруглені бічні стінки. Така конструкція зменшує втрати бульб.

Коритоподібну форму має підкопуючий робочий орган картоплекопача Z 653/2. Це однорядна машина для копання одного ряду, відсіювання ґрунту і укладання бульб у валок. Зазор між двома секціями забезпечує вільний вихід рослинного матеріалу, а заокруглені бічні стінки - зменшують втрату бульб.

З метою зменшення згруджування ґрунту на сучасному етапі розвитку картоплезбиральних машин застосовують активні лемехи (рис.2).

Відома дослідна конструкція активного лемеха [8] картоплезбиральної машини забезпечує під час його роботи деформування та кришіння ґрунту частиною 1 пластини. Інша пластини 3 підкидає ґрунт у бік сепаруючого елеватора. Така конструкція унеможливує згруджування ґрунту.

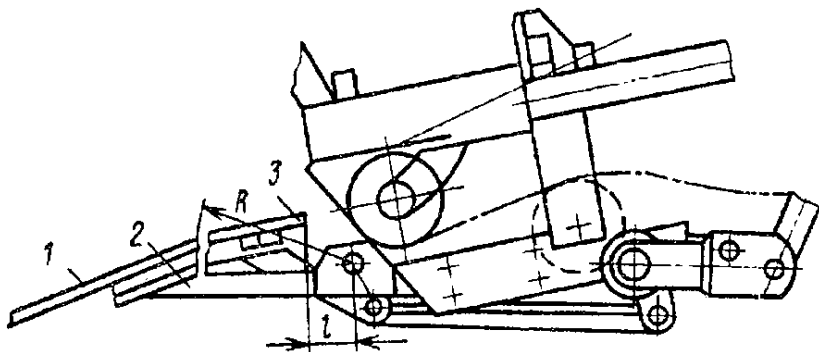


Рис.2. – Схема активного підкопуючого органу: 1 – клинова підрізаюча частина; 2 – кронштейн; 3 – друга частина клинової пластини

Як бачимо, розглянуті конструкції створювались із метою зменшення згруджуваності ґрунту та пошкодження бульб. На наш погляд проведення процесу проектування (модернізації) підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин з метою забезпечення вище означених вимог є не достатньо обґрунтованим.

Причиною є те, що якісні показники роботи картоплезбиральних комбайнів залежать, у значній мірі, від властивостей ґрунту. Картоплезбиральні комбайни працюють задовільно на ґрунтах, які не містять кам'яністі включення за умов оптимальної вологості. Важкі ґрунти затрудняють роботу картоплезбиральних машин, особливо за умови великої вологості. Якщо ґрунт глинястий, то тверді грудки утворюються при низькій вологості. Такі умови приводять до згруджування ґрунту та зменшення його сепарації. У цих випадках є залипання робочих органів. З урахуванням цього необхідно здійснювати проектування (модернізацію) робочих органів.

Висновок. Виконано аналіз конструкцій підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин. У ході аналізу встановлено, що проектування (модернізація) конструкцій необхідно здійснювати базуючись на основах системного підходу, що передбачає врахування впливу фізико-механічних властивостей ґрунтів.

Література

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений /В.П. Горячкин. Том 2 ч.4. – М.: Колос, 1968. -618с.

2. Безрукий Л.П. Классификация рабочих органов картофелеуборочных машин / Л.П. Безрукий // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1972. №10. с.15-17.
3. Синій С.В. Нові конструкції картоплезбиральних машин та методика дослідження їх робочих органів / С.В. Синій, С.В. Вознюк. М.Я. Варголяк. – Луцьк, Збірник наукових праць «Сільськогосподарські машини». – 2013. Вип.24 – с.78-84.
4. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины/ Г.Д. Петров. - М.: Машиностроение, 1984, - 214 с.
5. Верещагин Н.И. Комплексная механизация возделывания, уборки и хранения картофеля / Н.И. Верещагин, К.А. Пшеченков. – М: Колос, 1977 – 244с.
6. Мацепуро М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск: Госиздат БССР, 1959. - 265с.
7. Настенко П.Н. Новые рабочие органы картофелеуборочных машин / П.Н. Настенко // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. - №8. – с.36-37.
8. А.с. 1417816 СССР, МКИ 4 А 01 D 15/04. Активный лемех картофелеуборочной машины / Вергейчик Л.А., Радишевский Г.А., Сташинский А.Р., Клавсутъ П.В.; заявитель и патентообладатель Беларусский институт механизации сельского хозяйства № 4079466/30-15; заявл. 31.03.86; опубл. 23.08.88, Бюл. № 31.

УДК 677.11.021

© О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства

Л.М. Поліщук

Луцький національний технічний університет

ФОРМУВАННЯ МЕТОДИЧНОГО ПІДХОДУ ДО ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

У статті розглянуто питання, пов'язане з формуванням методики пошуку напрямів удосконалення робочих органів льонозбирального комбайна з метою зменшення розтягнутості стрічки льону-довгунця.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ЯКІСТЬ, ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, МЕТОДИКА, АНАЛІЗ.

Постановка проблеми. Рівень сучасної аграрної науки дозволяє вирішувати проблеми вирощування та переробки сільськогосподарської продукції з урахуванням факторів впливу на формування показників її якості. Врахування сучасних наукових розробок дозволяє відродити важливу галузь АПК – льонарство, продукція якої є сировиною для легкої промисловості. Відродження льонарства і, відповідно, переробної галузі лляної сировини є перспективним для України.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Наукові розробки з питань організації та подальшого вдосконалення процесів лляної галузі спрямовано, в основному, на вирішення питань удосконалення технологій вирощування льону-довгунця із розробкою нових або модернізацією відомих технічних засобів для їхнього здійснення.

Дослідження, спрямовані на вдосконалення технічних засобів, призначених для збирання льону-довгунця проводили Г.А. Хайліс [1,2], М.М. Ковальов [3,4], В.О. Шейченко [5], В.І. Макаєв [6] та інші. Авторами запропоновано напрямки модернізації робочих органів льонозбиральних машин та проведено дослідження, які спрямовані на встановлення закономірностей процесів взаємодії робочих органів із стеблами льону-довгунця.

Питання вдосконалення процесів первинної переробки льону присвячено роботи Л.А. Чурсіної [7], Г.А. Тіхосової [8], Р.Н. Гілязетдінова [9] та інших українських вчених.

Аналіз чинних досліджень виявив, що авторами практично не досліджувався зв'язок між параметрами технічних засобів для збирання

льону-довгунця та показниками якості лляної трести, які в свою чергу формують якість волокна. Враховуючи вище означене, актуальними є дослідження, спрямовані на систематизацію процесу формування окремих показників якості лляного волокна на всіх етапах його отримання.

Мета дослідження. Системний аналіз процесів вирощування льону-довгунця та первинної переробки лляної трести з метою виявлення механізму формування показників якості готового продукту – волокна.

Результати дослідження. Модернізація технічних засобів для збирання льону-довгунця з метою отримання лляної соломи повинна проводитись з врахуванням показників якості. До показників, які оцінюють якість лляної соломи [10] відносять: розтягнутість стрічки, що вистеляється на полі, частка лубу; засміченість, міцність, тощо.

Одним із показників, який визначають у ході оцінювання якості трести є розтягнутість стрічки. Враховуючи те, що розтягнутість зростає в процесі вилежування, що пояснюється застосуванням операцій обертання та спущування, можна стверджувати, що з метою забезпечення розтягнутості не вище 1,2 рази, необхідно створити умови за яких буде забезпечена мінімально можлива розтягнутість лляної соломи, яка розстеляється на полі. Створити такі умови можна шляхом модернізації робочих органів льонозбиральних машин, зокрема льонозбирального комбайна.

Планування і проведення модернізації техніки здійснюється в умовах дії значної кількості чинників і наявності різних видів невизначеності.

Методичним підходом до визначення раціонального варіанту модернізації льонозбиральної техніки нами обрано застосування функції корисності. Відомо, що корисність – інтегральний показник, який дозволяє оцінити варіанти модернізації з огляду до цільового призначення машини та окремих робочих органів.

У ході формування методики модернізації ми стикнулися із проблемою, яка полягає у виборі ознак оцінювання якості функціонування. Велика кількість ознак приводить до труднощів формування шкали оцінювання через значний набір одиниць вимірювання параметрів.

З метою обґрунтування методики вибору напрямку вдосконалення конструкції льонозбирального комбайна використаємо основи відомого методу векторної оптимізації та сформуємо формальну модель процесу вдосконалення машини:

$$L_k(V, W_i, P, P_i, R_i), \quad (1)$$

де L_k – функція формалізації; V , W_i – оціночний показник рівня технічної досконалості машини та i -того робочого органу; Π – числовий параметр обраного показника якості взаємодії машини в цілому та i -того робочого органу зі стеблами; R_i – оціночний показник ризику функціонування i -того робочого органу.

Раціональною є конструкція робочого органу, яка має найвищий інтегральний показник, тобто якщо виконується умова:

$$\left. \begin{aligned} L_k(V, W_i, \Pi, P_i) &\rightarrow \max \\ L_k(R_i) &\rightarrow \min \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Виявлення переліку робочих органів льонозбирального комбайна, які потребують модернізації, метою якої є зменшення показника розтягнутості стрічки стебел льону нами проводилось за складеним алгоритмом, який наведено на рис. 1.

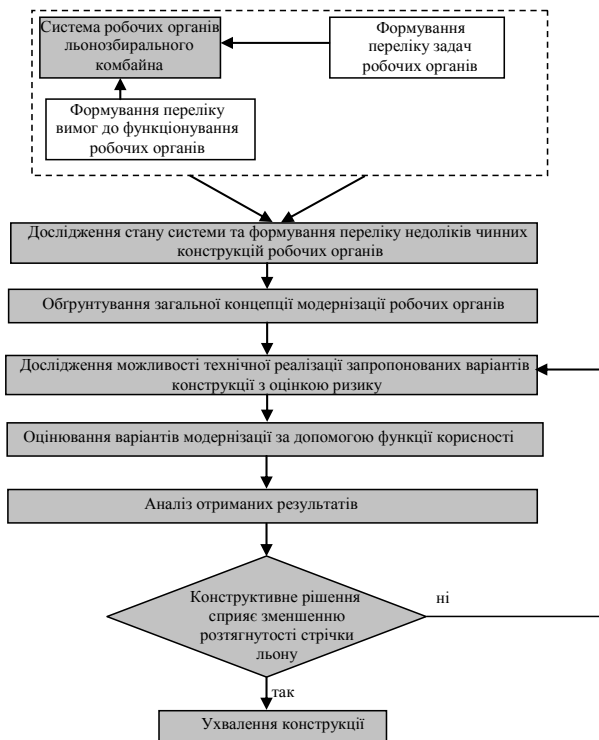


Рис. 1 – Алгоритм пошуку технічного рішення з метою зменшення показника розтягнутості стрічки льону

Висновок. Отримана схема формування множини варіантів технічних рішень, спрямованих на модернізацію робочих органів льонозбирального комбайна з метою зменшення показника розтягнутості. Запропоновано методичний підхід до вибору раціонального варіанту модернізації, який базується на розрахунку показників функції корисності.

Література

1. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины/ Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайліс г.А. основи теорії і розрахунку сільськогосподарських машин /Г.А. Хайліс. – Навч. посібник. – Київ: Вид-во УСГА, 1992. – 240 с.
3. Ковалев М.М. Совершенствование технологии и технических средств для плющения стебель льна /М.М. Ковалев, В.И. Смирнов, М.М. Боярченкова. – Вологда, 2000. – с. 215-217.
4. Ковалев М.М. Технологии и машины для комбинированой уборки льна-долгунца [текст]: дис....докт. техн. наук: 05.20.01/М.М. Ковалев – Тверь, 2010. – 429 с.
5. Шейченко В.О. Обґрунтування параметрів та режиму роботи льнобрального апарата з поперечними рівчаками [текст]: дис....канд. техн. наук: 05.05.11/В.О. Шейченко. – Дослідницьке, 2006. – 200 с.
6. Макаєв В.І. Роздільний спосіб збирання льону та деякі результати розробки машин для його здійснення [В.І. Макаєв, Г.І. Гілязетдінов]. Харьков// Селекція, технологія виробництва та первинної переробки льону і конопель. Зб. Наук. праць. – Глухів: ІЛК УААН, 2000, – с. 129.
7. Чурсина Л.А., Бабич С.С., Кузьміна Т.О. Исследование различных способов обработки короткого льняного волокна.//Проблемы легкой промышленности на пороге нового века: Материалы Всеураинской научно-технической конференции (19-22 октября 1999 г.). – Херсон, 1999. – с. 130.
8. Тіхосова Г.А. Теоретичні передумови інноваційної технології оброблення стебел олійного льону /Г.А. Тіхосова, Т.М. Надеєва, О.В. Князев// легка промисловість. – Київ, – 2010.– №2. – с. 27-28.
9. Гилязетдинов Р.Н. Выделение волокна льна новыми рабочими органами /р.Н. Гилязетдинов, П.В. Лукьяненко// известия вузов. ТТП. 1997. – №2.– с. 20-23.

10. Солома льняная. Требования при заготовках: ГОСТ 28285-89. – [Действующий от 01-07-1990] – М.: Стандартиформ, 200. – 18 с. (Мене государственнй стандарт).

УДК 631.362.3

© О.В. Нестеренко, С.М. Лещенко, к.т.н., Д.І. Петренко, к.т.н.
Кіровоградський національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ПНЕВМОСЕПАРАЦІЇ ПРИ БАГАТОРІВНЕВОМУ ВВЕДЕННІ ЗЕРНА

В статті наведені результати експериментальних досліджень якісних показників пневмосепарації в вертикальному пневмосепаруючому каналі (ПСК) з живильним пристроєм для багаторівневого введення зернового матеріалу. Отримані статистичні математичні моделі залежності повноти розділення та кількості повноцінного зерна в відходах від конструктивних параметрів та режимів роботи живильного пристрою пневмосепаратора.

ПНЕВМОСЕПАРАЦІЯ, ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ, ПНЕВМОСЕПАРУЮЧИЙ КАНАЛ.

Постановка проблеми. З метою підвищення ефективності зберігання та подальшої переробки зерна при дотриманні відповідних вимог по якості є необхідним забезпечення його своєчасного попереднього очищення, що вимагає використання високопродуктивних зерноочисних машин (ЗОМ).

Попередній аналіз [1] дозволив констатувати, що коефіцієнт корисної дії існуючих ЗОМ в виробничих умовах досить низький, а це призводить до зменшення технологічної продуктивності (порівняно з паспортною) при забезпеченні якісних показників, що відповідають агротехнічним вимогам.

Однією з головних причин цього є невідповідність питомих продуктивностей повітряної та решітної систем ЗОМ, що в свою чергу, погіршує їх якісні показники та впливає на загальну технологічну ефективність.

Тому актуальною задачею є підвищення питомої продуктивності повітряної сепарації шляхом створення умов для

ефективної взаємодії повітряного потоку з зерновим матеріалом в робочій зоні пневмосепаруючого каналу (ПСК).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з головних стримуючих факторів підвищення питомої продуктивності пневмосепарації є негативний перерозподіл швидкостей повітряного потоку в робочій зоні ПСК, що значно зменшує повноту розділення зернової суміші та збільшує виніс повноцінного зерна у відходи [2].

Аналіз досліджень свідчить [3,4,5], що для уникнення цього негативного явища необхідно створити такі умови, які б дозволили зменшити опір зерновому матеріалу при його введенні в ПСК та покращити умови взаємодії з повітряним потоком. Використання відповідних технічних засобів дозволяє суттєво підвищити величину питомого навантаження та зменшити опір повітряному потоку в зоні введення матеріалу, але їх використання призводить до підвищення енергоємності процесу за рахунок використання додаткових повітряних каналів [3], або до обмеження продуктивності ПСК [4,5].

Для вирішення цієї проблеми нами було запропоновано нову конструкцію пневмосепаратора з живильним пристроєм для багаторівневого введення зерна в ПСК [6]. Дана конструкція пневмосепаратора забезпечує розділення зернового матеріалу на декілька обмежених за продуктивністю потоків, які поступають в різні робочі зони по висоті ПСК та дозволяє рівномірно їх заповнити. При цьому, виведення очищеного зерна відбувається через жалюзійну стінку, яка встановлена напроти місця введення, що сприяє зниженню опору повітряному потоку і в зоні виведення зернового матеріалу та вирівнюванню епюри швидкостей.

Метою досліджень є отримання закономірностей впливу основних параметрів ПСК з живильним пристроєм для багаторівневого введення зерна на якісні показники процесу сепарації.

Результати досліджень. Для дослідження впливу визначених факторів на цільові функції та знаходження їх раціональних значень було виготовлено експериментальну установку, яка дозволяє змінювати її основні параметри і режими роботи в необхідних межах (рис. 1). Для забезпечення можливості спостереження за процесом бокова стінка установки виготовлена прозорою.

Експериментальна установка складається з бункеру 1 з дозуючою заслінкою 2, живильного пристрою 3, ПСК 4, осадової камери 5 та вентилятора 6.

Живильний пристрій 3 складається з направляючих поверхонь 9, встановлених одна над одною, верхні кінці яких з'єднано з

розподільчою пластиною 8, в якій виконано отвори прямокутної форми, а їх нижні кінці з'єднані з передньою стінкою ПСК 4.

Технологічний процес роботи пневмосепаратора наступний. Вихідний матеріал з бункера 1 поступає на розподільчу пластину 8 живильного пристрою 3, в якій зерновий матеріал просипається крізь отвори та потрапляє на направляючі поверхні 9 і тонкими шарами вводиться в робочу зону ПСК 4. Продуктивність пневмосепаратора регулюється заслінкою 2.

Під дією повітряного потоку зерновий матеріал розділяється на дві фракції: легкі домішки виносяться в осадову камеру 5 і видаляються через приймальник 10, а очищене зерно через жалюзійну стінку 11 потрапляє в герметичний вивідний канал 12 і також виводиться з пневмосепаратора.

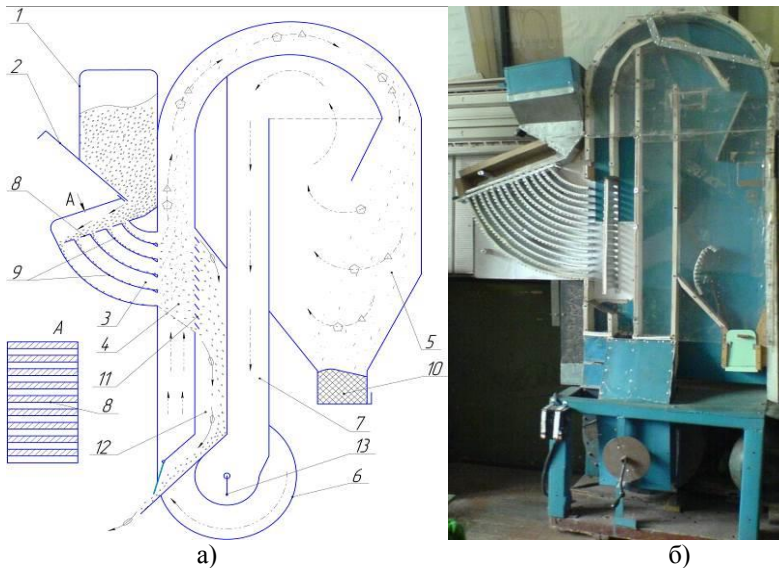


Рис. 1 – Схема (а) та загальний вигляд (б) експериментальної установки: 1 – бункер; 2 – дозуюча заслінка; 3 – багаторівневий живильний пристрій; 4 – ПСК; 5 – осадова камера; 6 – вентилятор; 7 – повітряний канал; 8 – розподільча пластина; 9 – направляючі поверхні; 10 – приймальник легких домішок; 11 – жалюзійна стінка; 12 – герметичний вивідний канал; 13 – регулювальна заслінка

Установка має замкнений цикл циркуляції повітряного потоку, який з осадової камери 5 через повітряний канал 7 всмоктується вентилятором 6 та повторно нагнітається в ПСК. Швидкість повітряного потоку регулюється конусоподібною заслінкою 13.

На основі попередніх експериментальних досліджень [7], в яких було визначено вплив основних факторів на рівномірність поля швидкостей повітряного потоку та встановлено область їх раціональних значень, отримано рівні та інтервал варіювання для даної серії дослідів, які представлено в таблиці. Критеріями оптимізації прийнято повноту розділення $\varepsilon(Y_1)$, % та кількість повноцінного зерна в відходах $z(Y_2)$, %, які й характеризують якість очищення зернового матеріалу.

Таблиця – Рівні та інтервал варіювання факторів

№ з.п.	Фактори		Рівні варіювання			Інтервал варіювання
	Найменування	Позначення	Ниж-ній (-)	Основ-ний	Верх-ній (+)	
1	Навантаження, q_{bi} , кг·дм/год	x_2	200	250	300	50
2	Глибина каналу C , мм	x_1	90	100	110	10
3	Кількість рівнів m	x_3	3	5	7	2
4	Швидкість повітряного потоку, $U_{сер}$, м/с	x_4	6,5	7,5	8,5	1

Для визначення основних конструктивних та технологічних параметрів ПСК та отримання їх раціональних значень була застосована методика математичного планування експерименту.

Процедуру планування експериментальних досліджень, визначення значимості факторів та обчислення виконували за допомогою пакету прикладних програм «STATISTICA 10» [8].

Для визначення найбільш суттєвого впливу факторів на цільову функцію використовували відображення стандартизованої Парето-карти (рис.2).

Після проведення серії дослідів та побудови поверхонь відгуків, були отримані рівняння регресії залежностей для повноти розділення, $\varepsilon(Y_1)$:

$$Y_1 = 79,17 - 2,488x_1 - 1,922x_2 - 2,859x_3 + 3,847x_4 - 1,490x_1^2 + 1,920x_2^2 - 0,287x_3^2 - 3,279x_4^2 - 0,118x_1x_2 + 0,006x_1x_3 - 0,156x_1x_4 - 0,055x_2x_3 - 0,393x_2x_4 - 0,168x_3x_4 ; \quad (1)$$

та для кількості повноцінного зерна в відходах, $z (Y_2)$:

$$Y_2 = 1,09 + 0,246x_1 + 0,212x_2 + 0,466x_3 + 0,472x_4 + 0,408x_1^2 + 0,248x_2^2 + 0,122x_3^2 + 0,858x_4^2 - 0,016x_1x_2 - 0,006x_1x_3 - 0,038x_1x_4 - 0,07x_2x_3 - 0,005x_2x_4 + 0,005x_3x_4. \quad (2)$$

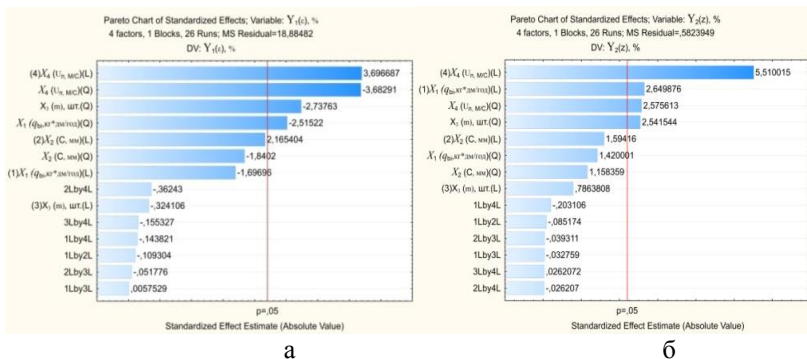
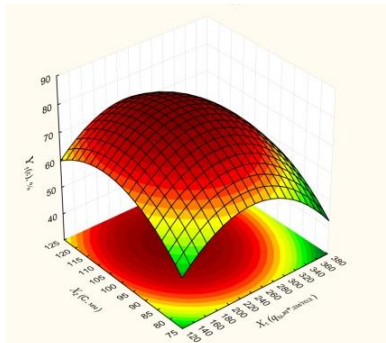


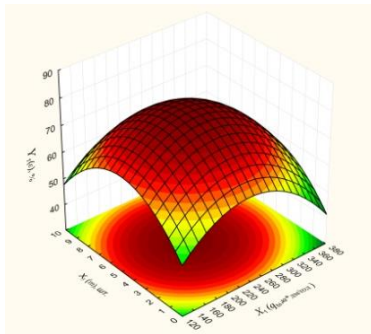
Рис. 2 – Парето-карта для визначення межі статистичного значення коефіцієнту математичного чекання: а – для повноти розділення зернового матеріалу $Y_1(\epsilon)$; б – для кількості повноцінного зерна в відходах $Y_2(z)$

Аналіз взаємного впливу факторів на величину повноти розділення $Y_1(\epsilon)$ (рис.3) та кількість повноцінного зерна в відходах $Y_2(z)$ (рис.4), дозволив зробити наступні висновки. При встановленні кількості рівнів менше чотирьох спостерігається неефективне розшарування зернового матеріалу, що призводить до збільшення товщини шарів, і відповідно, погіршення обробки їх повітряним потоком. При збільшенні кількості рівнів більше шести зростає вірогідність потрапляння легких часток з нижніх рівнів в фракцію очищеного зерна вище розташованих рівнів, що підвищує вірогідність їх засмічення, зменшуючи при цьому величину повноти розділення ϵ та підвищуючи втрати повноцінного зерна у відходи z .

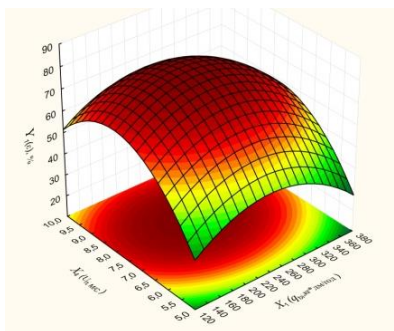
В той же час, кількість рівнів і питома подача є взаємозалежними факторами. При цьому, для досягнення повноти розділення зернового матеріалу $\epsilon = 70...75\%$ та мінімізації втрат зерна $z \leq 2\%$, область раціональних значень зазначених параметрів повинна знаходитись в межах: кількість задіяних рівнів живильного пристрою 4...6 шт. при питомому навантаженні $q_{bi} - 220...260$ кг·дм/год.



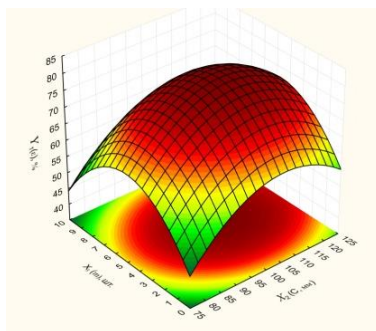
а



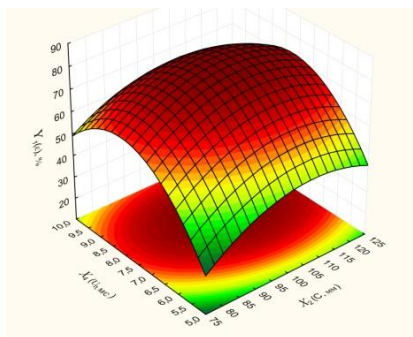
б



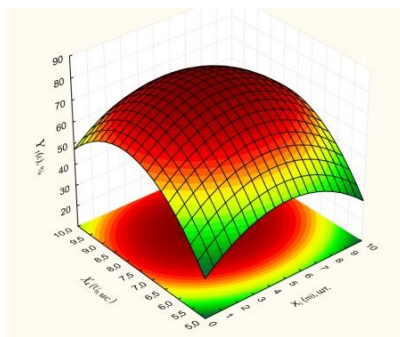
в



г



д



е

Рис. 3 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для повноти розділення $Y_1(\epsilon)$: а $-Y_1 = (x_2 \cdot x_1)$; б $-Y_1 = (x_3 \cdot x_1)$; в $-Y_1 = (x_4 \cdot x_1)$; г $-Y_1 = (x_3 \cdot x_2)$; д $-Y_1 = (x_4 \cdot x_2)$; е $-Y_1 = (x_4 \cdot x_3)$

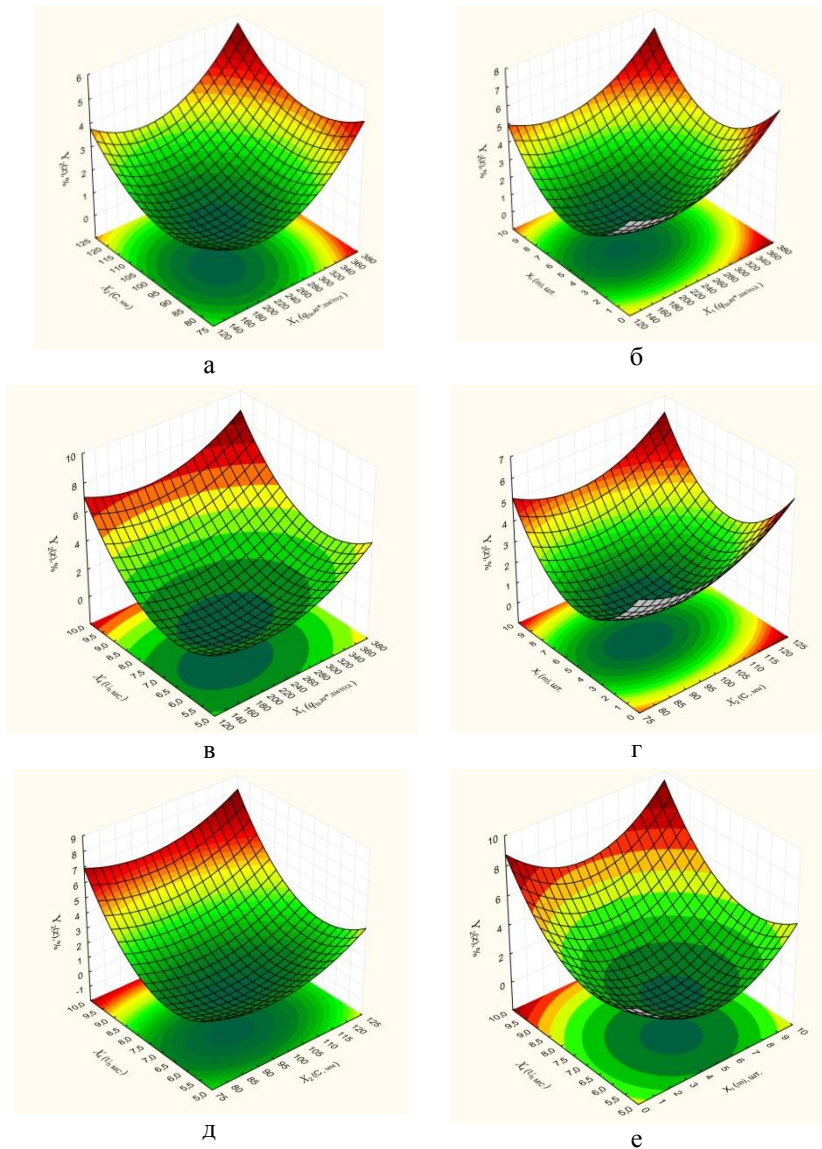


Рис. 4 – Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для кількості повноцінного зерна в відходах: а $-Y_2 = (x_2 \cdot x_1)$; б $-Y_2 = (x_3 \cdot x_1)$; в $-Y_2 = (x_4 \cdot x_1)$; г $-Y_2 = (x_3 \cdot x_2)$; д $-Y_2 = (x_4 \cdot x_2)$; е $-Y_2 = (x_4 \cdot x_3)$

Аналізуючи вплив глибини каналу C на ефективність процесу сепарації зернового матеріалу зазначимо, що збільшення часу перебування частки в полі дії повітряного потоку покращує повноту розділення, але при цьому збільшує вірогідність виносу повноцінного зерна у відходи. До того ж, при $C > 110$ мм відбувається перерозподіл поля швидкостей повітряного потоку, що й призводить до зменшення ефекту очистки. Тому, межа раціональних значень глибини каналу C , при якій забезпечується рівномірне поле швидкостей повітряного потоку, лежить в межах 100...110 мм.

Підвищення середньої швидкості повітряного потоку $U_{сеп}$ в ПСК сприяє покращенню повноти розділення зернової суміші, але в той же час призводить до збільшення кількості повноцінного зерна у відходах. Однак, при застосуванні багаторівневого введення зернового матеріалу в ПСК, за рахунок вирівнювання поля швидкостей повітряного потоку, досягається наближення середньої швидкості повітряного потоку до швидкості витання повноцінного зерна. Таким чином область раціональних значень цього показника в межах 7...8 м/с забезпечує мінімальні втрати зерна при підвищенні повноти розділення.

Висновки. Проведені експериментальні дослідження підтверджують, що використання багаторівневого введення дозволяє вирівняти поля швидкостей повітряного потоку в робочій зоні ПСК, за рахунок чого наблизити середню швидкість повітряного потоку до швидкості витання повноцінного зерна. Це дозволяє збільшити повноту розділення без значної втрати повноцінного зерна у відходи.

Аналіз результатів експериментальних досліджень дозволив встановити область раціональних значень параметрів і режимів роботи ПСК, при яких отримані максимальні значення показників якості:

- питоме зернове навантаження $q_{bi} = 220...260$ кг/дм·год;
- глибина каналу $C = 100...110$ мм;
- кількість рівнів $m = 4...6$ шт.;
- швидкість повітряного потоку в ПСК $U_{сеп} = 7...8$ м/с.

Література

1. Бурков А.И. Повышение эффективности функционирования пневмосистем зерно и семяочистительных машин совершенствованием их технологического процесса и основных рабочих органов: автореф. дисс. на соискание науч. степени доктора техн. наук : спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / А.И. Бурков. – Санкт-Петербург–Пушкин, 1993. – 38 с.

2. Нестеренко О.В., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Петренко Д.І., Богатирьов Д.В. Перспективний напрямок інтенсифікації повітряної сепарації зерна. О.В. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 25. ч.1– Кіровоград: КНТУ, 2012. – С.49-53.

3. Корнеев С.В. Интенсификация рабочего процесса зерноочистительной машины предварительной очистки путём фракционирования зернового материала: автореф. дис. на присв. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / С.В. Корнеев. – Киров, 2002. – 18 с.

4. Лещенко С.М. Результати експериментальних досліджень багатоструменевому способу введення матеріалу в повітряно-інерційних зерноочисних машинах замкненого типу / С.М. Лещенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2008. – Вип. 38. – С. 199 – 205.

5. Тавтилов И.Ш. Совершенствование процесса работы пневмосепаратора за счет рациональной подачи зерновой смеси в воздушный поток: автореф. дис. на присв. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / И.Ш. Тавтилов. – Челябинск, 2008. – 22 с.

6. Пат. (11) 9586 А Україна, МКИ В 02 В 1/00. Спосіб введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал повітряного сепаратора./ Васильковський М.І., Васильковський О.М., Мороз С.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В.; заявник і патентотримач Кіровоградський державний технічний університет. – № а200500209; заявл. 10.01.05; опубл. 17.10.2005.- Бюл. №10.

7. Нестеренко О.В. Дослідження нерівномірності повітряного потоку в пневмосепаруючому каналі при багаторівневому введенні зерна /О.В.Нестеренко, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156 – С. 35–42.

8. Боровиков В.П. Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTICA / В.П. Боровиков. – М.: Горячая линия - Телеком, 2013. – 288 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Сало

УДК 631.171:631.362.3

© А.Н. Прилуцький, к.т.н.
ПАТ "Вібросепаратор"

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОВІТРЯНО-РЕШІТНИХ ПНЕВМОВІБРОВІДЦЕНТРОВИХ ЗЕРНООЧИСНИХ МАШИН

У статті окреслено шляхи підвищення технологічної ефективності повітряно-решітних пневмовібровідцентрових зерноочисних машин.

ПНЕВМОВІБРОЦЕНТРОВА МАШИНА, ТРАВМУВАННЯ ЗЕРНА, МАШИНА, ТЕХНОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Післязбиральна обробка зерна, зокрема його очищення від домішок органічного і неорганічного походження, значно підвищує його товарну цінність і стійкість при зберіганні.

Подальше збільшення валових зборів зерна в господарствах і обсягів його заготівель елеваторами і різними хлібоприймальними підприємствами вимагає оснащення потокових ліній післязбиральної обробки зерна високоефективними повітряними зерноочисними машинами первинного очищення - основного технологічного обладнання для забезпечення якісної обробки зернових матеріалів з доведенням до норми базисних кондицій ДСТУ для надійного їх тривалого зберігання.

Широкорозповсюдженим відомим повітряно-решітним зерновим машинам з гравітаційними робочими органами, такими, як плоскі коливальні решета, циліндричні коливальні решета і вертикальні чи похилі пневмосепаруючі канали, властива обмеженість інтенсивності сепарування, що значно ускладнює створення на їх основі високопродуктивних зерноочисних машин для первинного очищення і сортування зернових матеріалів. Дослідження, які проводяться різними авторами і направлені на підвищення технологічної ефективності процесів сепарування за рахунок застосування різного роду інтенсифікаторів, не можуть кардинально підвищити технологічну ефективність гравітаційних робочих органів, що не дозволяє створити на їх основі високоефективних зерноочисних машин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження, які проводяться різними авторами і направлені на підвищення технологічної ефективності процесів сепарування за рахунок

застосування різного роду інтенсифікаторів, не можуть кардинально підвищувати технологічну ефективність гравітаційних робочих органів, що не дозволяє створити на їх основі високоєфективних зерноочисних машин.

Мета дослідження – пошук шляхів підвищення технологічної ефективності повітряно-решітних пневмовібровідцентрових зерноочисних машин.

Результати дослідження. Подальше удосконалення процесів сепарування зернових матеріалів було досягнуто шляхом вібраційного і обертального рухів робочих органів, що привело до створення УкрНДІМЕСГ і впровадженням на Житомирському заводі "Вібросепаратор" універсальних зернових сепараторів типу БЦС. В цих сепараторах застосована блочна компоновка робочих органів - пневмовідцентрової віялки і вібровідцентрових решіт, розміщених на решітному барабані - підсівного, сортувального і зернового, які забезпечують продуктивність одного зерноочисного блока 25т/год. на обробці зерна пшениці вологістю до 17% при досягненні якісних показників державного стандарту України на продовольче зерно (по відокремлюваній зерновій і сміттєвій домішкाम).

Вивчення роботи таких сепараторів у виробничих умовах підприємств, в яких впроваджено десятки тисяч таких машин, а також подальші дослідження процесів пневмовідцентрової і вібровідцентрової сепарації зернових сумішей в ННЦ "ІМЕСГ" НААН України, Харківському НТУ ім. П. Василенка, ПАТ "Вібросепаратор" дозволяє визначити основні конструкційні недоліки сепараторів типу БЦС і намітити шляхи підвищення технологічної ефективності повітряно-решітних пневмовібровідцентрових машин такого типу як найбільш перспективних, основні з яких наступні:

Таблиця - основні конструкційні недоліки сепараторів типу БЦС

№ п/п	Конструкційні і технологічні недоліки	Шляхи підвищення технологічної ефективності пневмовідцентрових зерноочисних машин
1	2	3
1.	Дозуючий механізм і ротаційний розкидач не забезпечує рівномірності завантаження робочих органів	Розробити новий дозуючо-розподільний механізм живлення робочих органів з забезпеченням рівномірності розподілу зернової суміші по периметру

1	2	3
2.	Обмежена швидкість введення зернової суміші в сепаруючий повітряний канал	Забезпечити збільшення швидкості введення зернової суміші і часу руху її в сепаруючому повітряному каналі за рахунок створення нової конструкції віялки
3.	Конструкція ротаційного розкидача призводить до травмування зерна	Розробити новий ротаційний розкидач, в якому передбачити відсутність можливості зіткнення зерна з гострими елементами конструкції
4.	Відсутнє доочищення основної фракції зерна на виході з машини від легких домішок, які утворились у процесі руху по внутрішній поверхні решіт і вивантажувальній системі	Розробити пневмосепаруючий пристрій доочищення зерна на виході з машини, скомпонувавши його з аспіраційною системою
5.	Недостатня довговічність циліндричних решіт і ускладнення їх монтажу за рахунок нерациональної конструкції	Розробити удосконалену конструкцію секцій циліндричного решета, яка б зменшила биття їх поверхні в зоні стикування і спростила їх монтаж
6.	Не достатня ефективність видалення пилу і легких домішок з пило-повітряної суміші	Розробити удосконалену конструкцію осадочної камери з використанням відцентрово-гравітаційної інерційної осадки пилу
7.	Не достатня довговічність шарнірного з'єднання кривошипно-шатунного механізму вібратора з решітним барабаном	Розробити удосконалену конструкцію упорно-шарнірного з'єднання

Висновок. Усунення приведених конструкційних і технологічних недоліків відомих сепараторів типу БЦС, як найбільш ефективних, дозволить значно підвищити їх технологічну ефективність: покращити якість сепарування, зменшити травмування зерна, підвищити довговічність решіт і механізму приводу їх коливального руху, знизити рівень викидів пилу в довкілля.

Рецензент д.т.н., проф. В.Г. Мироненко

УДК 629.017

© М.А. Подригало, д.т.н., А.С. Полянский, д.т.н., Е.А. Дубинин, к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Д.М. Клец, к.т.н.

Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба

М.А. Скорик

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В.В. Задорожня, к.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОНЯТИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Предложено определение понятия устойчивости положения колесных машин с учетом взаимодействия с основными факторами влияния при движении в условиях реальной эксплуатации. Представлен вариант структуры формирования устойчивости положения колесных машин как сложного эксплуатационного свойства.

УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ, КОЛЕСНАЯ МАШИНА, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОНЯТИЯ, СТРУКТУРА.

Постановка проблемы. Устойчивость положения является одним из свойств, в соответствии с которыми оценивается безопасность использования колесных машин. При движении в трудных и особо трудных дорожных условиях необходимо обеспечение требуемого уровня как статической, так и динамической устойчивости. Это достигается различными конструкторскими, эксплуатационными и организационными мероприятиями. Для повышения эффективности таких мероприятий необходимо четкое

понимание понятия устойчивости положения и разработка структуры формирования устойчивости положения как сложного эксплуатационного свойства.

Анализ последних исследований и публикаций. В известной литературе не существует общепризнанной формулировки понятия «устойчивость колесных машин» [1-3], которая сама по себе является сложным эксплуатационным свойством. В энциклопедической литературе [4] приводится понятие устойчивости движения, под которым понимается способность движущейся под действием приложенных сил механической системы почти не отклоняться от этого движения при каких-нибудь незначительных случайных воздействиях. В кибернетике [5] понятие устойчивости применяется для описания постоянства какой-либо черты поведения системы. Это может быть постоянство состояния системы (его неизменность во времени) или постоянство некоторой последовательности состояний, пробаемых системой в процессе ее движения. В формулировке А.М. Ляпунова определение устойчивости включает в себя еще и критерий устойчивости движения – отклонения от невозмущенного движения [6].

Таким образом, в литературе отсутствует единое мнение в отношении определения понятия устойчивости, свидетельством чего являются различные формулировки [1, 3, 7-15], представленные в таблице. Такая ситуация связана прежде всего с тем, что устойчивость – это комплексное свойство машины, которое характеризует различные варианты ее использования. Устойчивость колесных машин подразделяется на устойчивость движения и устойчивость положения [16]. При этом основное внимание авторов перечисленных выше работ сосредоточено на определении понятия устойчивости движения. В то же время понятие устойчивости положения рассмотрено не в полной мере.

Цель исследования. Целью исследования является определение понятия устойчивости положения колесных машин как сложного эксплуатационного свойства и построение структуры его формирования.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- уточнить понятие устойчивости положения колесных машин;
- разработать структуру формирования свойства устойчивости положения колесных машин.

Результаты исследования В работе [1] предлагалось устойчивость положения (против опрокидывания в продольной и

поперечной плоскостях) определять как одно из свойств устойчивости движения, поскольку при ее потере движение колесной машины невозможно. Соответственно, потерю устойчивости движения можно компенсировать управляющими воздействиями, а потерю устойчивости положения компенсировать зачастую не представляется возможным. Также в реальности потеря машиной устойчивости положения возможна и без ее движения в плоскости дороги (потеря статической устойчивости на специальном стенде или уклоне). В [17] приведена методика определения угла статической устойчивости машин в качестве соответствующего критерия.

Также отмечено, что устойчивость следует также подразделять на статическую и динамическую [1]. Статическая устойчивость проявляется в отсутствии возмущенного движения объекта. Динамическая устойчивость проявляется при появлении возмущенного движения и характеризует возможность возврата объекта к невозмущенному движению.

В своей работе Г.А. Смирнов [10] предлагает рассматривать собственную устойчивость автомобиля, то есть устойчивость, заложенную в конструкцию машины и обеспечиваемую без участия водителя. Такой подход справедлив только для сравнительных испытаний машин, в условиях эксплуатации необходимо учитывать влияние водителя, который своими действиями может как снижать так и повышать устойчивость.

Устойчивость может рассматриваться при установившемся и неустановившемся движениях [1]. Устойчивость при установившемся движении характеризует способность колесной машины сохранять все параметры и траекторию движения при действии внешних и внутренних возмущений. Устойчивость при неустановившемся движении – способность объекта подчиняться управляющим воздействиям с заданной точностью реализации параметров и траектории движения. Характеризует быстроту и точность перехода объекта из одного состояния установившегося движения в другое (из одного равновесного состояния в другое).

Если устойчивость положения обеспечивается при возникновении внешних или внутренних воздействий без отклонения центра масс колесной машины от заданных траектории и кинематических параметров движения, то машина обладает статической устойчивостью. Если заданная траектория и кинематические параметры центра масс восстанавливаются после появления отклонений под воздействием внешних и внутренних возмущений, то машина обладает динамической устойчивостью.

Таблица – Существующие определения понятия устойчивости.

Автор	Формулировка
1	2
Артемов Н.П., Подригало М.А., Клец Д.М. [1]	Под устойчивостью движения в установившемся режиме следует понимать способность машины самопроизвольно не отклоняться от оси траектории и параметров установившегося движения под воздействием внешних и внутренних возмущений, не контролируемых водителем или автоматическим управляющим устройством
Литвинов А.С. [3]	Под устойчивостью автомобиля подразумевается совокупность параметров, характеризующих устойчивость его движения по всем степеням свободы незакрепленного твердого тела, за исключением движения в направлении продольной оси, и в направлении, перпендикулярном опорной плоскости
Косолапов Г.М. [7]	Устойчивость – это способность автомобиля без участия водителя сохранять заданное направление движения и противостоять действию внешних возмущающих сил, стремящихся изменить это направление
Таборек Я. [8]	Устойчивость движения автомобиля – способность автомобиля сохранять заданное направление при действии возмущений и создавать новые условия равновесия после прекращения действия этих сил
Зимелев Г.В. [9]	Устойчивость – способность машины двигаться в различных условиях без продольного и поперечного опрокидывания и без бокового скольжения
Смирнов Г.А. [10]	Устойчивость – это свойство машины сохранять в заданных пределах, независимо от скорости движения и действия внешних сил, направление движения и ориентацию продольной и вертикальной осей при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя

1	2
Петров М.А. [11]	Под устойчивостью автомобиля понимается его свойство сохранять в заданных пределах направление скорости движения и ориентацию своих продольной и поперечной осей
Рославцев А.В. [12]	Устойчивость движения машинно-тракторного агрегата – это способность обеспечивать с течением времени малые отклонения возмущенного движения от невозмущенного без вмешательства действий механизатора с помощью систем управления
Дорошенко Н.А. [13]	Движение автомобиля устойчиво, если асимптотически устойчивы все непосредственно не управляемые водителем параметры, влияющие на безопасность движения
Петренко А.М. [14]	Устойчивость транспортного средства – это свойство, характеризующее его способность сохранять параметры положения и движения после прекращения действия возмущающих сил, стремящихся изменить эти параметры
Коновалов В.Ф. [15]	Поперечная устойчивость против опрокидывания набок – это свойство сопротивляться опрокидывающему действию некоторых сил

Количественно устойчивость положения можно оценивать по максимальной величине внешнего или внутреннего возмущения, при воздействии которого сохраняется устойчивость машины, а также по величине результирующего параметра в результате такого воздействия. Одним из таких оценочных параметров может быть угловая скорость машины в поперечной или продольной плоскости, перпендикулярной опорной поверхности [18]. При оценке динамической устойчивости также можно использовать как начальные угловые ускорения и скорости возмущенного движения, так и начальные парциальные ускорения и скорости от возмущающих сил или моментов. Указанный подход применим как для оценки устойчивости движения, так и устойчивости положения.

Анализ формулировок, приведенных в таблице, показывает, что классическому определению устойчивости движения по А.М. Ляпунову не соответствует ни одно из них: движение механической системы устойчиво, если с течением времени отклонения от невозмущенного движения уменьшаются [6]. Большинство из них касаются только сохранения заданного направления движения колесной машины. Формулировки, предложенные в работах [7, 10-12], касаются собственной устойчивости колесной машины. Для понятия устойчивости положения наиболее близкими являются определения в работах [9-11, 14, 15]. При этом в них не учтено влияние водителя, а в работах [10,11] – введенное понятие ориентации осей машины не совсем корректно отображает реальную картину устойчивости (например, при движении по наклонной поверхности). Таким образом, исходя из проведенного анализа существующих понятий устойчивости, можно сделать вывод о необходимости разграничения определений понятий устойчивости движения и устойчивости положения колесных машин. Для определения понятия устойчивости положения предлагается следующая формулировка: ”Устойчивость положения – это свойство машины сохранять положение проекции центра масс на опорную поверхность в пределах своего опорного контура при взаимодействии элементов системы водитель-машина-дорожные условия”.

Структура свойства устойчивости положения колесных машин. На рис. 1. приведена структура формирования свойства устойчивости положения колесных машин при взаимодействии системы водитель-машина-дорожные условия.

Поскольку устойчивость положения характеризует способность колесных машин сохранять положение центра масс в пределах своего опорного контура, то при составлении структуры этого свойства необходимо учесть основные факторы, влияющие на отклонение указанного параметра от заданного положения.

Потеря устойчивости положения зависит от действия следующих факторов или их сочетаний:

- конструктивных особенностей машины и наличия элементов и систем, предотвращающих опрокидывание;
- управляющих воздействий водителя;
- параметров движения машины (скорость, режим и направление);
- технического состояния систем, влияющих на безопасность движения (ходовая, тормозная, рулевое управление);
- характера взаимодействия колес с опорной поверхностью (опрокидывание на уклонах и неровностях опорной поверхности, занос

с последующим ударом о препятствие, наезд на непреодолимое препятствие и т.д.);

- взаимодействия с прицепными или навесными элементами;

- погодных условий.

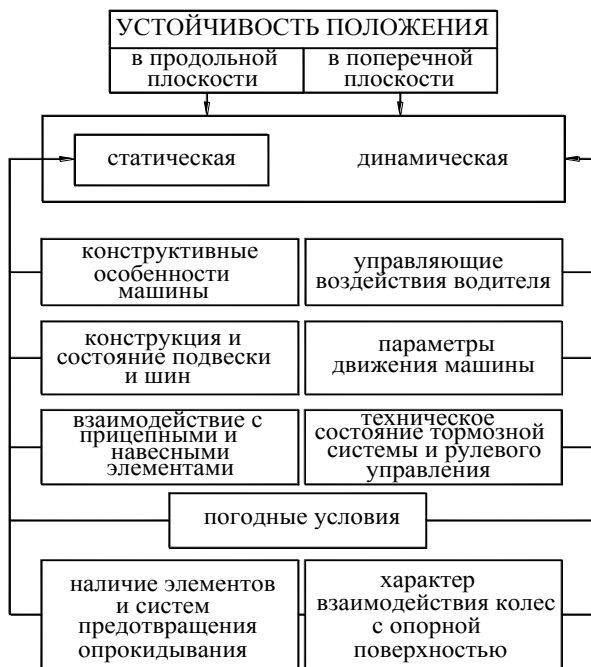


Рис. 1 – Структура формирования свойства устойчивости положения колесных машин

Поэтому устойчивость положения является необходимым условием обеспечения устойчивости движения. Проходимость и плавность хода – это эксплуатационные свойства, ограничивающие скорость движения по условиям устойчивости положения.

Выводы. В результате анализа свойства устойчивости колесных машин получено определение устойчивости положения, отличающееся от известных комплексным учетом влияния конструктивных и эксплуатационных факторов.

Предложенная структура формирования свойства устойчивости положения колесных машин позволит в дальнейшем построить систему критериев для его оценки.

Литература

1. Артемов Н.П. Устойчивость колесных машин как сложное эксплуатационное свойство / Н.П. Артемов, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Автомобильный транспорт. – 2011. – Вып. 29. – С. 179-184.
2. Terminology for vehicle directional control and tire characteristics / “SAE Journal”. – Vol.12, №2. – 1964. – 72 p.
3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Энциклопедический словарь / [Прохоров А.М., Гиляров М.С., Жуков Е.М. и др.]. – М.: Советская энциклопедия, 1980. - 1600 с.
5. Лернер А.Я. Начала кибернетики / А.Я. Лернер. – М.: Наука, 1967. – 400 с.
6. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. Собрание сочинений. – Т.2. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1956. – 384 с.
7. Косолапов Г.М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении. Автореф. дисс... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Волгоград. политехн. ин-т. – Волгоград, 1973. – 40 с.
8. Таборек Я. Механика автомобиля / Я. Таборек. – М.: Машгиз, 1960. – 205 с.
9. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.
10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
11. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. – Омск: Западно-Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с.
12. Рославцев А.В. Теория движения тягово-транспортных средств / А.В. Рославцев // УМЦ “Триада”. – М., 2003. – 171 с.
13. Дорошенко Н.А. Обоснование и разработка методов выбора параметров трактора типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах: автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 „Автомобили и тракторы” / Н.А. Дорошенко. – Харьков, 1990. – 26 с.
14. Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / Петренко А.М. – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
15. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
16. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определения понятий (в порядке обсуждения) / М.А.

Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – №11. – С. 22-23.

17.ГОСТ 12.2.002-91. ССБТ. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. – Введ. 1992-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 61 с.

18.Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 37-41.

Рецензент д.т.н., проф. С.С. Дяченко

УДК 631.333.5

© Н.О. Пономаренко

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ДОБРІВ

Розроблено програму, методіку та отримані результати експериментальних досліджень відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив. Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.

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

Постановка проблеми. Для кожної сільськогосподарської культури в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах існують оптимальні дози внесення добрив. Способи і строки внесення залежать від біологічних і сортових особливостей культури, попередників, ґрунтових умов, можливостей конкретного господарства. Як правило, застосовують розкидний і локальний способи внесення добрив. Розкидне та локальне внесення добрив може бути основним, припосівним удобренням і підживленням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Встановлено [1, 2], що нерівномірне внесення мінеральних добрив та вапна призводить до

суттєвих втрат врожаю та погіршення його якості. До негативних наслідків слід також віднести забруднення навколишнього середовища.

Основними недоліками відцентрових машин для внесення мінеральних добрив є:

- висока нерівномірність розподілу за шириною захвату;
- перерозподіл по фракціях в межах ширини захвату;
- не стабільність ширини захвату.

Зрозуміло, що якість розкидання вітчизняними машинами треба підвищити, але це вимагає суттєвих витрат. Тому, при удосконаленні технічного рівня машин треба орієнтуватись на економічно обґрунтовані межі. Все це вказує на необхідність подальших досліджень технологічного процесу внесення добрив.

В ході аналітичних досліджень нами була створена математична модель внесення гранульованих добрив відцентровим дисковим апаратом і запропонована конструктивна схема розкидача власної конструкції.

Мета дослідження – визначення впливу напрямку вітру на рівномірність внесення мінеральних добрив досліджувальним робочим органом розкидача мінеральних добрив.

У відповідності до мети нами окреслено коло задач, вирішення яких є необхідною і достатньою умовою досягнення поставленої мети.

1. Розробити методики визначення:

- параметрів розподілу гранул по поверхні ґрунту в лабораторних умовах;
- впливу вітру на параметри розподілу гранул по поверхні.

2. Розробити конструктивну схему дослідної установки та виготовити стенд.

3. Виготовити модель диска з основними конструктивними параметрами.

4. Провести лабораторні експерименти.

5. Виконати математичну обробку одержаних результатів.

Результати дослідження. Лабораторними дослідженнями передбачалось:

- визначення основних механіко-технологічних властивостей добрив, що використовуються в досліді;

- встановлення розподілу гранул за кінематичними та геометричними параметрами: частота обертання n диска, рад/с; кути γ_1 , γ_2 , γ_3 постановки напрямних потоку, град (рис.4); кути α_1 , α_2 , α_3 , – кути нахилу лопатей до площини обертання диска, град;

- розрахунок параметрів розподілу по поверхні окремо від кожного потоку та одночасно від усіх потоків для різного фракційного складу добрива;
 - визначення конструктивних параметрів диска, за яких розподіл є найбільш наближеним до рівномірного;
 - дослідження впливу вітру різної направленості і швидкості на кінцевий розподіл добрив;
 - встановлення впливу на кінцевий розподіл добрив коливань висоти розташування диска та кута нахилу відносно поверхні ґрунту.
- У програму польових випробувань було закладено:
- виготовлення дослідного зразка диска, конструктивні і кінематичні характеристики якого визначались результатами лабораторних та польових досліджень;
 - визначення якості поверхневого внесення добрив за різних норм внесення;
 - проведення порівняльного аналізу якості внесення серійним та розробленим відцентровим робочим органом машини.

У ході експерименту визначали основні механіко-технологічні властивості добрив, що використовувалися для досліджень.

Для визначення вологості, питомої ваги, коефіцієнтів внутрішнього та зовнішнього тертя, коефіцієнта відновлення при ударі використовували стандартні методики. Оригінальними можна вважати методики визначення допустимої швидкості удару гранул по металевій поверхні та визначення їх аеродинамічних властивостей.

Допустиму швидкість удару визначалась за схемою (рис.1).

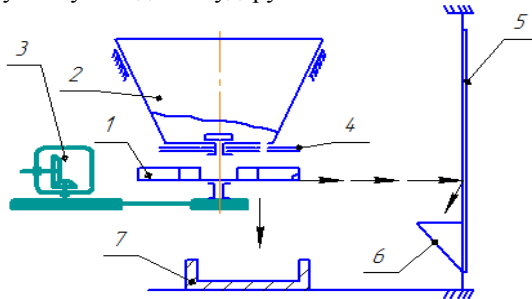


Рис.1. – Схема до визначення допустимої швидкості удару гранули добрива по металевій поверхні: 1 – лопатевий диск; 2 – бункер; 3 – механізм приводу; 4 – дозатор; 5 – світлопоглинаючий екран; 6 – карман; 7 – лоток

Лабораторна установка складається з лопатевого диска 1 з вертикальною віссю обертання, бункера 2, механізму приводу 3 з

встановленим тахометром, дозатора 4, світлопоглинаючого екрану 5, збірника відпрацьованого матеріалу – кармана 6 та з лотка 7.

Критичну швидкість визначали на парусному класификаторі дещо зміненої конструкції (рис.2), в якому швидкість потоку заміряли безпосередньо анемометром 3. У пристрої повітряний потік утворюється вентилятором 5, який живиться від трансформатора 7.

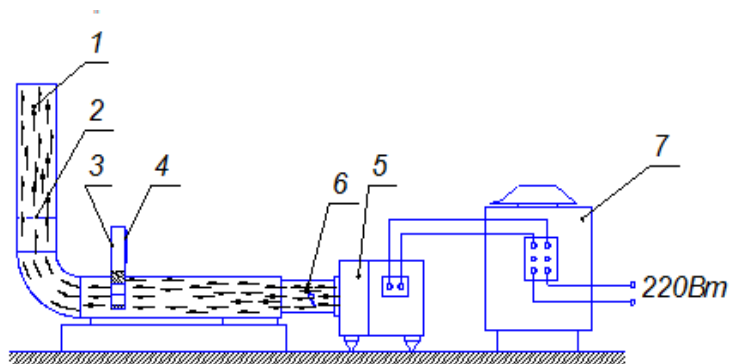


Рис.2. – Схема модифікованого парусного класифікатора: 1 – труба, 2 – сітка, 3 – анемометр, 4 – екран анемометра, 5 – дросель, 6 – вентилятор, 7 – трансформатор

Швидкість потоку регулюється заслінкою 6. Застосування анемометра 3 на відміну від трубки Піто дозволяє безпосередньо вимірювати швидкість без виконання допоміжних розрахунків.

Для виконання програми лабораторних досліджень була виготовлена установка (рис.3).

Для визначення параметрів розподілу використані лотки 8 з встановленими пробовідбірниками, які приймають падаючі гранули. Це надає можливості покоординатно (X , Y ,) визначати розподіл гранул.

У досліджах використовували тільки один лоток, оскільки параметри розподілу були попередньо покоординатно встановлені. Вітровий потік створювався лопатевим вентилятором.

Швидкість і напрямок повітряного потоку регулювались зміною положення вентилятора 3 відносно лотка 2. Швидкість потоку замірялась анемометром 4 (рис.4).

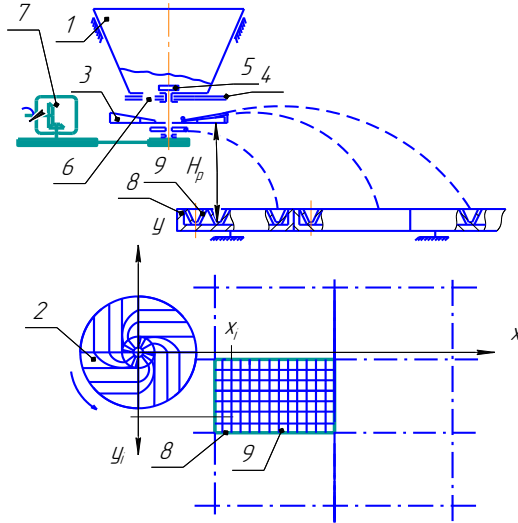


Рис.3. – Схема лабораторної установки: 1 – бункер; 2 – диск; 3 – лопать; 4 – дозатор; 5 – активатор; 6 – вікно активатора; 7 – редуктор; 8 – лоток; 9 – провіднірки

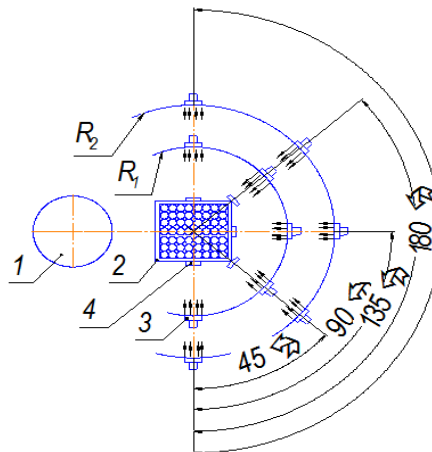


Рис.4. – Схема досліджень дії повітряного потоку: 1 – диск розкидача; 2 – лоток з провіднічками; 3 – вентилятор; 4 – анемометр

Польові випробування виконувались з використанням серійних машин МВД-900 та МВУ-0,5, оснащених дисками запропонованої нами конструкції. Габарити диска, його елементи кріплення та приводу повністю відповідали серійному зразку диска. Єдиною відмінністю було встановлення на валу спеціального перехідника, що надавало можливості змінювати висоту положення диска над рівнем ґрунту.

Забезпечення стикового перекриття здійснювалось за допомогою *GPS* навігатор.

Для оцінки рівномірності поверхневого розподілу гранул на полі щільно один до одного були розташовані лотки, ідентичні тим, що використовувались в лабораторних дослідах.

Лабораторні та польові дослідження проводили з використанням найбільш розповсюджених гранульованих добрив, а саме: аміачної селітри, суперфосфату, суміші *НПК* (комплексних мінеральних добрив). Враховуючи великий вплив механіко-технологічних властивостей задіяних в експерименті матеріалів на кінцевий розподіл по поверхні ґрунту, перед початком робіт визначали їхні основні властивості у відповідно до методик.

Максимально допустима швидкість удару по металевій поверхні у суперфосфату найвища – 11,3 м/с. При вологості гранул від 5 до 12 % швидкість досягає максимальних значень у всіх дослідних добрив (8–12 м/с), а при підвищенні вологості від 12 до 35 % іде інтенсивне зменшення швидкості удару по металевій поверхні і коливається в межах 6-8 м/с. Це пояснюється руйнуванням гранул, які ударяються та дрібняться, що є причиною зменшення допустимої швидкості удару.

У таблиці приведені дані вимірної критичної швидкості виміряних в експерименті добрив. Так, найбільшу критичну швидкість матимуть добрива, розмір фракції яких становить 3–5 мм, а найменшу – розміром 1–2 мм. Це пояснюється масою частинок. Коефіцієнт парусності падає у гранул, які мають діаметр 3–5 мм, що пов'язано, безпосередньо, з відношенням вільного падіння до квадрату критичної швидкості.

Дослідження з впливу повітряного потоку на розподіл гранул проводили на швидкостях повітряного потоку до 3,0 м/с (рис.5). На більших швидкостях нерівномірність різко зростає і виходить за межі агротехнічно допустимої. Отримані дані свідчать про те, що повітряний потік негативно впливає на рівномірність. Напрямок потоку теж є вагомим фактором, який визначає рівномірність.

Так, найменший вплив спостерігається при напрямку вітру, перпендикулярному до руху агрегату, що можна пояснити отриманням найменших доз крайніми лотками. Найбільший вплив виявився при дії двох кутів: 45 та 135°. Проте значення нерівномірності за наявності повітряного потоку в цілому знаходилися в межах агротехнічних вимог.

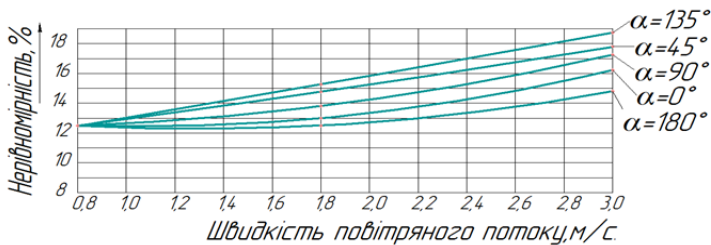


Рис. 5 – Вплив швидкості повітряного потоку на нерівномірність розподілу гранул

Висновок. 1. Проведеними лабораторними дослідженнями підтверджена правильність обраних методик дослідження. 2. Експериментально доведено, що допустима швидкість удару становить від 8 до 12 м/с, залежно від вологості. Оптимальною потрібно вважати вологість 9–12 %, за якої спостерігається максимальна стійкість гранул до удару.

Література

1. Бакум М.В. Сільськогосподарські машини [у 2-х т.] / За ред. М.В. Бакума. – Харків : ХНТУСГ, 2008. – Т. 1. – 285 с. – (Частина 2. Машини для внесення добрив).
2. Лысенко А.Т. Факторы, влияющие на дробление гранулированных удобрений при высеве их разбрасывателями / А.Т. Лысенко, В.А. Михайленко // Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства: труды Харьковского СХИ. – 1971. – Т. 150. – С. 105–109.
3. ОСТ 70.2.15-73 «Испытание сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний».
4. Сендряков И.Ф. Физико-механические свойства удобрений, предназначенных для приготовления тукосмесей / И.Ф. Сендряков, Б.А. Гловайкий // Химия в сельском хозяйстве. – 1976. – № 11. – С. 26.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Дирда

УДК 613.6 + 632.934: 001.5

© В.С. Пуць, к.т.н., О.Д. Клименко, к.т.н., В.Л. Мартинюк, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДРИВУ СТЕБЕЛ ВІД ПАСА

У статті наведені результати теоретичних досліджень процесу розпушування стрічки льону з метою ефективного її підрівнювання.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, МОДЕЛЮВАННЯ, ТРАНСПОРТЕР, ПАС, КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ, ПІДРІВНЮВАННЯ.

Постановка проблеми. Історичний досвід і традиції розвитку галузі льонарства підтверджують, що вона може бути відроджена лише у випадку реалізації підвищених вимог до показників якості продукції на основі більш широкого використання техніко-технологічних новацій, спрямованих на розробку нових та вдосконалення існуючих машин. Складовим елементом цього процесу є розробка нових технологічних рішень і технічних засобів для збирання льону-довгунця на всіх етапах його виробництва.

Проблема недостатньої якості стеблової стрічки, і, як наслідок, сформованих паковок формується на декількох етапах. По-перше, наявні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстилання стрічки стебел на льоновищі. Розстелені ними стеблові стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. Отже, ляна стрічка, що розстеляється на полі для вилежування під час збирання льону льонокомбайном або льонобралкою вже має деяку початкову розтягнутість. Значна розтягнутість стеблових стрічок унеможливорює швидке і своєчасне механізоване їх піднімання та є однією з основних причин зниження якості отриманої льоносировини. По-друге, в процесі вилежування треста потребує ворущіння та перевертання. Виконання цих операцій супроводжується подальшим збільшенням розтягнутості. І, зрештою, під час підбору льонотрести підбирачами розтягнутість стрічки льону ще дещо збільшується, що дає високий показник розтягнутості паковок у вигляді машинних рулонів, і, як наслідок, зменшення виходу довгого волокна.

Отже, операцію підрівнювання доцільно виконувати на одному з заключних етапів, тобто безпосередньо перед формуванням рулонів,

що забезпечується встановленням пристрою для підрівнювання стебел льону на підбираючому транспортері прес-підбирача.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз науково-методичних засад процесу підрівнювання стрічки льону та технічних засобів для його реалізації показав їхню низьку ефективність: стрічка має високі значення перекосу, прослідковується пошкодження стебел та незначне зменшення розтягнутості. Зменшення розтягнутості та перекосу стебел можливе завдяки застосуванню багатоопераційного процесу підрівнювання стрічки, який передбачає одночасне здійснення операцій транспортування, струшування (розпушування) та підбивання стебел льону. З метою зменшення розтягнутості та кривизни стрічки льону під час підбору на базі Луцького НТУ розроблено спеціальний пристрій для її підрівнювання. Основні робочі органи цього пристрою:

- пасовий транспортер з напрямними для підбору і транспортування стрічки льону на наступний робочий орган;
- кулачковий механізм подвійної дії для струшування пасів;
- механізм підрівнювання стрічки (підбійка) двосторонньої дії (для очісаних стебел).

У розробленому пристрої, встановленому на льонопідбирачі, теоретично та експериментально обґрунтовані конструктивна схема та основні кінематичні параметри механізмів, проведено дослідження процесів транспортування, підкидання та підрівнювання стебел. Однак, теоретичні та експериментальні дослідження з метою узгодження параметрів та режимів роботи зазначених механізмів виконані недостатньо.

Мета дослідження - теоретичне обґрунтування умов ефективного розпушування стебelloвої стрічки кулачковим механізмом подвійної дії під час руху по похилому транспортері, яке необхідне для подальшого їх підрівнювання відповідним робочим органом (підбійкою).

Результати досліджень. Будь-яка сільськогосподарська машина являє собою складну механічну систему. Теоретичний аналіз динаміки сільгоспмашин з врахуванням всіх особливостей їх функціонування досить складний, тому в практиці розрахунків використовують найпростіші кінцевомірні моделі. Як показує досвід, використання таких моделей приносить набагато більше користі, ніж більш складних багатоваріантних моделей (систем). Для теоретичного аналізу процесу відриву стебел від поверхонь пасів виконаємо моделювання системи пасовий транспортер – стебла льону.

Відрив стебел від поверхонь пасів транспортера необхідний для забезпечення ефективної роботи підбійок з метою порушення зв'язків

між стеблами, тобто для розпушування стрічки льону. Відрив забезпечується тим, що під пасами встановлені кулачки, які, обертаючись, періодично ударяють знизу по пасах зі стеблами і створюють таким чином умови для відриву стебел.

Слід зауважити, що стебла, з яких сформована стрічка можуть розташовуватись за однією з трьох схем (рис. 1) – схеми I, II, III [1].

Аналіз явищ, що мають місце під час удару кулачка об стрічку рухомого транспортера, доволі складний. Ударна сила через стебла нижнього ряду буде передаватись сусіднім та верхнім стеблам. Причому, напрямок сили удару буде залежати від схеми їхнього взаємного розташування. На напрямок і величину швидкості підйому (польоту) будуть впливати не лише величина ударної сили, а й наявність сил тертя між стеблами, які впливають на величину тангенціальних складових швидкості стебел після струшування.

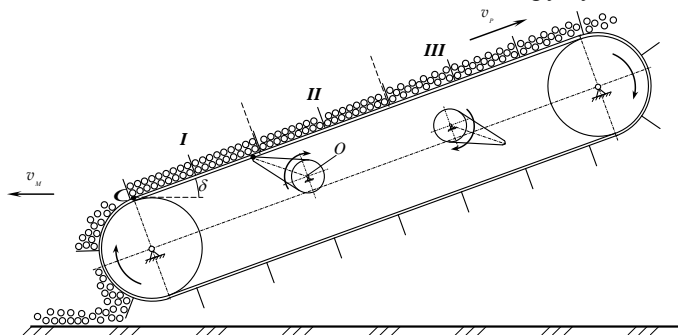
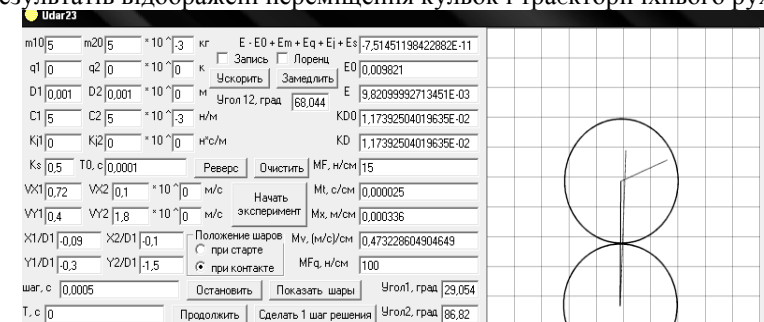


Рис. 1. – Схема транспортера для підйому стебел з поверхні поля і транспортування з метою їх підрівнювання при різних варіантах (I, II, III) укладання стебел у стрічку

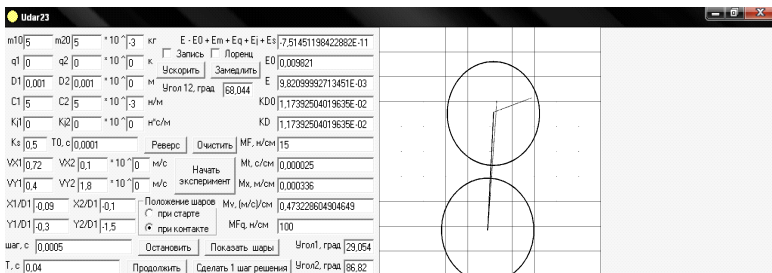
Як відомо з теорії удару, наявність тангенціальних складових веде до виникнення обертання тіл відносно вісі, що проходить через центр мас. Враховуючи складність процесу, був змодельований рух стебел після струшування, припускаючи, що стрічка містить два шари стебел. Початкові контакти кульок (які є моделлю стебел) відповідають наведеним на рис. 1 схемам укладання.

З ціллю визначення імовірних траєкторій руху стебел був виконаний обчислювальний експеримент, який виконувався за допомогою прикладної комп'ютерної програми «Udar 2.3». Слід зауважити, що дана програма дає можливість врахувати наявність сил тертя в місці контакту тіл. На рис. 2 подані деякі результати

виконаного обчислювального експерименту. На представленому полі результатів відображені переміщення кульок і траєкторії їхнього руху.



а



б

Рис. 2. – Схема розташування стебел: згідно схеми І (див. рис. 1): а – у момент удару; б – через проміжок часу T , с після удару

Проаналізувавши отримані результати, бачимо, що стрічка «розсипається» на окремі стебла за дуже малий проміжок часу ($T \ll 1$ с) незалежно від відносного розташування стебел нижнього та верхнього шарів внаслідок впливу кулачка вони рухаються приблизно за однаковою траєкторією в напрямку руху стрічки транспортера, не заважаючи одне одному.

Враховуючи вищесказане, теоретичне дослідження процесу польоту стебла, який обумовлено впливом кулачків, виконаємо для одного окремого стебла.

Визначимо умови, за яких має місце підкидання стебел верхньою віткою паса. Нехай на верхній вітці паса, нахилений до горизонту на кут δ , лежать стебла (рис. 3). Пас приводиться в рух, і кожна його точка рухається паралельно до прямої $a_1 - a_1$, відхиленої від вертикалі на кут δ . Кут δ повинен бути меншим кута тертя, щоб

не допустити сповзання стебла з площини паса під дією складової сили тяжіння G'' , яка діє паралельно до вітки паса.

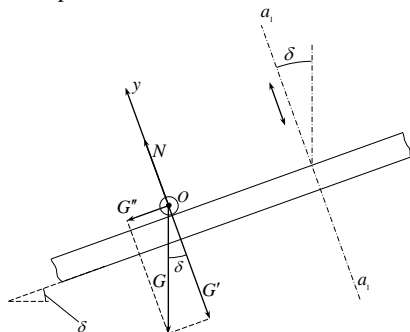


Рис. 3. – Схема для визначення умов відриву стебла від паса

Для розв’язку цієї задачі приймемо стебло за матеріальну точку і складемо диференціальне рівняння руху стебла в проекції на вісь Oy , яка паралельна прямій $a_1 - a_1$, причому починається вісь Oy в центрі стебла, а додатна її сторона направлена вгору:

$$m_c \ddot{y} = N - G', \tag{1}$$

де m_c – маса стебла, кг; \ddot{y} – прискорення стебла, м/с²; N – сила тиску паса на стебло, Н; G' – складова сили тяжіння стебла; $G' = G \cdot \cos \delta$, Н;

$$G = m_c g .$$

З урахуванням цього отримаємо: $m_c \ddot{y} = N - m_c g \cos \delta$, звідки:

$$N = m_c (\ddot{y} + g \cos \delta) .$$

В момент відриву стебла $N = 0$. Тоді рівняння набуває вигляду $m_c \ddot{y} = 0 - m_c g \cos \delta$ або $0 = m_c (\ddot{y} + g \cos \delta)$, звідки маємо:

$$\ddot{y} = -g \cos \delta . \tag{2}$$

За такого значення прискорення відбувається відрив стебла від поверхні паса. Це означає, що відрив можливий, якщо стебло рухається з прискоренням, рівним $g \cos \delta$. Вектор прискорення направлений вниз (прискорення від’ємне).

В результаті виконаних теоретичних досліджень [2, 3] і виконання математичних перетворень отримана рівність, що встановлює зв’язок між параметрами механізму. З розв’язку цієї рівності отримано необхідне значення кутової швидкості обертання кулачка:

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cos \delta_{max}}{l_{OA} \left[1 + \frac{\sin(\beta_0 - \alpha_0)}{\frac{L_0}{l_{OA}} + \sin \beta_0} \right] \cos \left[\beta_0 - \alpha_0 - \frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0) - \cos \beta_0}{\frac{L_0}{l_{OA}} + \sin \beta_0} \right]}}, \quad (3)$$

де $\alpha_0, \beta_0, L_0, l_{OA}$ – параметри кулачка [2].

За такої кутової швидкості обертання кулачка відрив стебла від поверхні паса відбуватиметься практично одночасно з ударом вершини кулачка по пасу.

За формулою (3) були проведені обрахунки за допомогою програми MathCAD 13 і побудовані графіки залежностей кутової швидкості обертання кулачків від їх геометричних параметрів і кута нахилу транспортера (рис. 3).

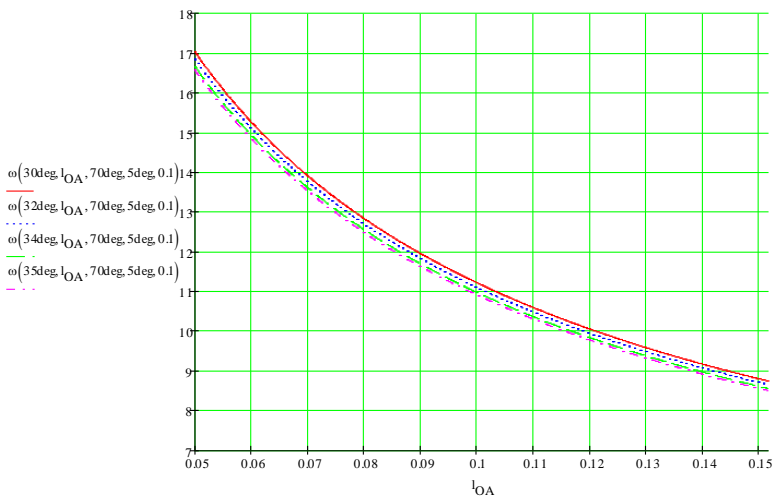


Рис. 3. – Графічні залежності кутової швидкості обертання кулачків від їх геометричних параметрів і кута нахилу транспортера при $\beta_0 = 60^\circ$; $\alpha_0 = 2^\circ$; $L_0 = 0,1$ м; δ – при $\beta_0 = 70^\circ$; $\alpha_0 = 5^\circ$; $L_0 = 0,1$ м

Висновки. Аналіз отриманих графічних залежностей показав, що на потрібну величину кутової швидкості обертання кулачка найбільше впливає кут нахилу стрічки транспортера та співвідношення

величини радіуса кулачка і відстані від початку стрічки до місця контакту паса з першим кулачком. З іншого боку, при виборі кутової швидкості обертання кулачка необхідно її узгоджувати зі швидкістю транспортерної стрічки.

Оскільки швидкість стрічки транспортера в існуючих підбирачах становить 1,5-2,5 м/с, то, враховуючи отримані графічні залежності, бачимо, що для створення потрібного кінематичного режиму величину радіуса кулачка l_{0a} необхідно приймати в межах 0,05-0,10 м. Отримані залежності дозволяють коригувати параметри приводу та передавальних механізмів пристрою для підрівнювання стебел у стрічці льону.

Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов/ Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Хайлис Г.А. Об отгибе ветвей ремней транспортера льноподборщика под действием вращающихся кулачков / Г.А. Хайлис, М.С. Драган, В.С. Пуць // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2002. – №49. – С. 344-353.
3. Налобіна О.О. Дослідження процесу підрівнювання стрічки льону під час виконання операції її підбирання/ О.О. Налобіна, В.С. Пуць// Вісник національного університету водного господарства та природокористування: Зб. наук. праць. Технічні науки. – Рівне. – 2013. – Вип. 3(63). – С. 216–227.
4. Конохов В.Ю. Механико-технологические основы подбора и подравнивания стеблевой ленты: автореф. дисс. на соиск. науч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологи и средства механизации сельского хозяйства» / В.Ю. Конохов. – М., 2007. – 24 с.
5. Налобіна О.О. Підрівнювальні пристрої льнозбиральних машин. Монографія/ О.О. Налобіна, В.С. Пуць, М.М. Толстушко. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2014. – 172 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.333.7

© В.В. Сацюк, к.т.н.; М.М. Поліщук, І.О.Теплов
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ЧАСТИНОК САПРОПЕЛЕВИХ ДОБРИВ

У статті описано функціональну схему подрібнюючого пристрою частинок сапропелевих добрив. Наведено результати дослідження впливу кінематичних, геометричних параметрів, продуктивності пристрою та вологості сапропелю на ступінь подрібнення частинок сапропелевих добрив.

САПРОПЕЛЬ, ПОДРІБНЕННЯ, СТЕПІНЬ, БІТЕР, ЧАСТОТА, ПРОДУКТИВНІСТЬ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.

Постановка проблеми. Аналіз результатів досліджень ефективності впливу озерних сапропелів на ріст рослин сільськогосподарських культур вказує, що при внесенні їх у чистому виді необхідно звертати увагу на розмір частинок [1]. Відомо, що озерні сапропелі здатні утримувати в собі зв'язну іммобілізаційну вологу. У складі даної вологи є значна кількість корисних для живлення рослин сполук, мікроелементів, які можуть втрачатись із руйнуванням структури сапропелю, під дією вивітрювання, швидко розчиняються та вимиваються із ґрунту після внесення.

В свою чергу надто великі агрегати під дією температурних параметрів здатні твердіти, перетворюючись у ґрунті на включення, які не несуть користі рослинам. Тому раціональною фракцією слід вважати фракцію сапропелів розміром 5...25 мм. Частинки сапропелю таких розмірів дозволяють створити оптимальні умови живлення рослин сільськогосподарських культур, забезпечити корисними елементами необхідний час, так як озерні сапропелі вважаються органічними добривами тривалої дії.

Складність технологічного процесу подрібнення частинок сапропелю при підготовці сапропелевих добрив не дозволяє повністю визначити раціональні конструктивні параметри та оптимальні режими роботи пристрою аналітичним шляхом. Тому, для встановлення впливу властивостей сапропелевих добрив, геометричних, кінематичних параметрів та продуктивності подрібнюючого пристрою на ступінь подрібнення частинок сапропелевих добрив, необхідно провести його лабораторно-виробничі випробування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі дослідження процесу подрібнення твердих сапропелевих агрегатів наведені у праці [2]. Але у даних дослідженнях не було враховано одночасного впливу факторів на процес подрібнення.

Мета роботи. Провести лабораторно-виробничі випробування подрібнюючого пристрою з метою встановлення впливу факторів на ступінь подрібнення частинок сапропелевих добрив.

Результати дослідження. Для дослідження процесу подрібнення твердих агрегатів замороженого сапропелю, використали експериментальну установку, схема якої представлена на рис. 1.

Подрібнюючий пристрій складається із опорної рами 1, на якій закріплено гладкий нерухомий кожух 2, пара роторів 8. На роторах встановлені змінні робочі органи лопатевого типу 7. Робочі органи мають спільну зону дії і розміщені в цій зоні одні між одним по черговій послідовності. Лопаті, які знаходяться в одній площині, що перпендикулярна осі ротора, встановлені на роторі із по черговою знакозмінним кутом до цієї ж площини. Ротори мають можливість обертатись, як у зустрічному напрямку, так і у протилежному напрямках. На рамі змонтований привід роторів, який складається з електродвигуна трьохфазного струму 6, пасової 5 і ланцюгової 4 передач та натяжного механізму 3.

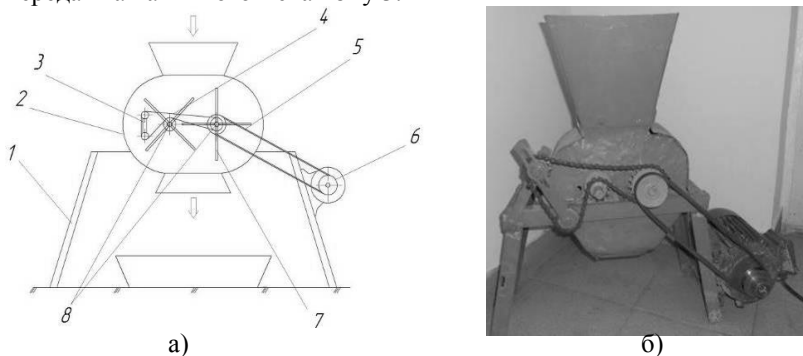


Рис. 1. – Схема (а) та загальний вигляд (б) пристрою для подрібнення частинок сапропелевих добрив: 1 - корпус; 2 - кожух; 3 - натяжний пристрій; 4 - ланцюгова передача; 5 - пасова передача; 6 - двигун; 7 - лопаті; 8 - ротор

Для дослідження процесу подрібнення твердих сапропелевих агрегатів, застосовували математичний метод планування експерименту із використанням симетричного не композиційного

плану реалізації експерименту Бокса-Бенкіна другого порядку [3]. Аналіз факторів, які впливають на процес подрібнення твердих агрегатів замороженого сапропелю показав, що визначальними є вологість матеріалу, конструктивні параметри подрібнюючого пристрою та його продуктивність.

Проведення досліду полягало у подачі транспортером сапропелевих добрив у подрібнюючий пристрій. Під час роботи подрібнюючого пристрою підставляли ємкість та відбирали наважки сапропелю із вхідного потоку. Такі ж наважки відбирали при виході із подрібнюючого пристрою. Використовуючи методику визначення гранулометричного складу за допомогою ситового аналізу [2], проводили визначення розміру частинок, що складають 50% матеріалу, відповідно, до d_{50n} та після $d_{50к}$ подрібнення агрегатів сапропелів.

Ступінь подрібнення визначали із залежності:

$$i = d_{50n} / d_{50к} \quad (1)$$

де d_{50n} - розмір частинок, що складає 50% по масі на вході у пристрій для подрібнення сапропелевих добрив; $d_{50к}$ - розмір частинок, що складає 50% по масі подрібненого сапропелю.

Обробка даних результатів чотири факторного експерименту згідно з тривірневим планом другого порядку на ЕОМ, дозволила отримати рівняння регресії, функцією відгуку якого є ступінь подрібнення сапропелевих добрив:

$$y = 1,896 + 0,039x_2 + 0,022x_3 - 0,036x_4 - 0,017x_1^2 - \\ - 0,046x_2^2 - 0,122x_3^2 - 0,028x_4^2, \quad (2)$$

де x_1 - кодоване значення вологості сапропелю; x_2 - кодоване значення частоти обертання подрібнювальних бітерів; x_3 - кодоване значення кута встановлення лопаті на бітері; x_4 - кодоване значення продуктивності подрібнюючого пристрою.

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (2) проводили за допомогою критерію Фішера F_{ϕ} , а оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилась за допомогою критерію Стьюдента,

Підставивши фактори у рівняння (2) отримали рівняння регресії у натуральному вигляді:

$$y = 0,291 + -1,7 \cdot 10^{-2} W + 2,035 \cdot 10^{-3} n + 5,91 \cdot 10^{-3} \alpha^2 - 5,28 \cdot 10^{-2} U - \\ - 1,7 \cdot 10^{-4} W^2 - 1,15 \cdot 10^{-6} n^2 - 6,025 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 4,48 \cdot 10^{-3} U^2 \quad (3)$$

За отриманим рівнянням регресії (3) були побудовані поверхні відгуку та графіки ліній рівня (рис. 2.) для відслідковування динаміки зміни ступеня подрібнення частинок сапропелевих добрив.

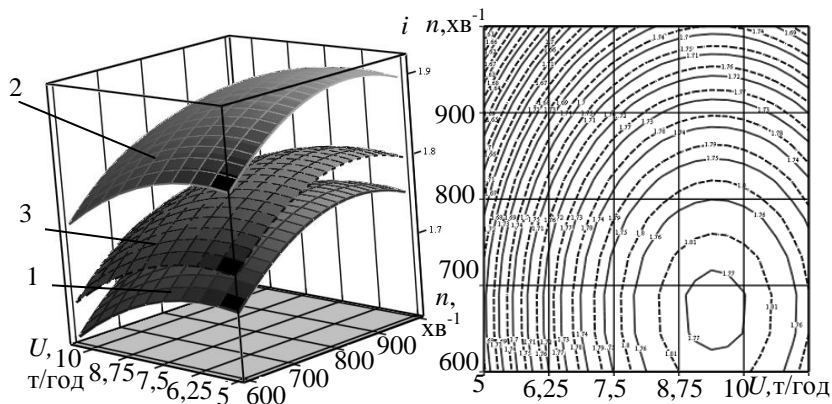


Рис. 3. – Залежність ступеня подрібнення частинок сапропелевих добрив вологістю $W=50\%$ від продуктивності подрібнювача U та частоти обертання подрібнювальних бітерів n при куті встановлення лопаті α : 1– $\alpha = 0^\circ$; 2– $\alpha = 45^\circ$; 3– $\alpha = 90^\circ$

Висновки. Порівняльний аналіз отриманих поверхонь та їх двовірних січень показав, що ступінь подрібнення сапропелевих добрив зростає із збільшенням частоти обертання подрібнювальних вальців та зменшенням продуктивності подрібнювача. Найбільша ступінь подрібнення досягається при куті встановлення лопатки 45° , а найменша при величині даного кута 0° .

Література

1. Бабарика С.Ф. Обґрунтування параметрів робочих органів машин для поверхневого внесення сапропелів: дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук / 05.05.11. Бабарика Степан Федорович. – Тернопіль, 2010. – 203 с.
2. Поліщук М.М., Бабарика С.Ф. Дослідження процесу подрібнення замороженого сапропелю. // Сільськогосподарські машини. - Зб. наук. ст. Вип. 24. - Луцьк: Ред. - вид. відділ ЛНТУ, 2013. - С. 298-305.
3. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение, София: Техника, 1980. – 304.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 677.11.021; 631.35

© Д.Е. Селезньов, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ЛЛЯНОЇ СОЛОМИ

У статті наведені результати досліджень роботи плющильно-обчісувального апарата, запропонованого для використання під час обробки лляної соломи за удосконаленою технологією та проведено порівняння з результатами роботи апарата базової конструкції.

УДОСКОНАЛЕНА ТЕХНОЛОГІЯ, ЛЬОН, ОПЕРАЦІЯ, СОЛОМА, ПЛЮЩИЛЬНО-ОБЧІСУВАЛЬНИЙ АПАРАТ, КОМБАЙН.

Постановка проблеми. Важливими етапами виробництва лляного волокна, які впливають на його якість є механізоване отримання лляної соломи та техніко-механічна організація процесу її вилежування.

Під час отримання лляної соломи важливою вимогою, дотримання якої в значній мірі забезпечує якість лляного волокна, є збирання стеблостою з дотриманням технологічних, виробничих та експлуатаційних вимог. Збирання комбайновим способом дозволяє забезпечити достатньо високі показники якості лляної соломи. Але, як доводить досвід виконання збиральних робіт у різних регіонах України, Білорусі, та інших країн, недоліками комбайнового способу збирання є підвищена розтягнутість стебел у стрічці, а також їхні пошкодження, які можуть бути усунені за рахунок застосування додаткових операцій у ході первинної обробки, або за рахунок удосконалення конструктивних параметрів льонозбирального комбайна. Усунення недоліків стеблової стрічки з метою подальшого отримання якісної продукції, безперечно, найдоцільніше здійснювати під час проведення збиральних робіт. Це дозволить зменшити витрати на отримання лляної продукції й підвищити її якість.

Для переробки на волокно, умови отримання трести з високими показниками якості повинні формуватись ще на етапі виконання технологічного процесу механізованого отримання лляної соломи. Важливим для цього етапу є запровадження удосконаленої технології первинної обробки лляної соломи [1] на високоврожайному льоні, що дає можливість сформувати стрічку потрібної товщини з показниками

перекосу і розтягнутості, які не перевищують допустимих значень. Удосконалена технологія первинної обробки лляної соломи передбачає використання плющильно-обчісувального апарата, виготовленого на основі патентів на корисну модель [2, 3] для її здійснення. Особливістю розробленого апарата є те, що плющильні вальці та направляюча поверхня мають криволінійну форму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останні роки дослідження спрямовуються на створення машин, а також їх модернізацію, що забезпечить покращення параметрів технологічного процесу та підвищення якості волокнистої продукції [4]. Проведений аналіз досліджень виявив значний вплив на показники якості отримання лляної соломи операції обчісування. Дослідження процесу обчісування найбільш повно викладені в роботах М.І. Шлькова [5], Б.П. Можарова [6], Г.А. Хайліса [7, 8], М.М. Ковальова [9], О.О. Налобіної [10]. Процес обчісування характеризується не лише обривом стебел, а й підвищенням показників розтягнутості стрічки та перекосу стебел. Тому роботи пов'язані з удосконаленням даної операції є досить актуальними на даний час.

Мета дослідження. Метою даної роботи є дослідження ефективності роботи запропонованого плющильно-обчісувального апарата.

Результати досліджень. Аналіз комбайнової та інших відомих технологій та показників якості льонопродукції, отриманої з їхнім використанням, дав підґрунтя для розроблення економічно вигідної технології, застосування якої забезпечить зменшення собівартості трести та волокна за рахунок отримання соломи з високими якісними показниками [1]. Згідно з удосконаленою технологією, технологічний процес виконується у два етапи: перший – руйнування насінневих коробочок; другий – руйнування зв'язків коробочки-стебла. Розділення процесу обчісування на послідовні етапи забезпечує, по-перше, повне видалення насіння; по-друге, зменшує травмування стебел через значні їх відхилення зубцями обчісувальних гребенів.

Дослідження роботи плющильно-обчісувального апарата проводили з використанням виготовленого на базі обчісувального апарата льонозбирального комбайна ЛК-4А плющильно-обчісувального апарата (рис. 1) та обчісувального апарата льонозбирального комбайна ЛК-4А.

Кінематичні параметри роботи комбайна, параметри стеблостою та агро-кліматичні умови були однаковими. Дослідження проводили згідно методики, яка наведена в роботі [1].

Графічна інтерпретація отриманих результатів оцінювання ефективності роботи обчисувального та плющильно-обчисувального апаратів представлені на: рис. 2 – показники ефективності роботи, рис. 3 – оцінювання складу вороху.

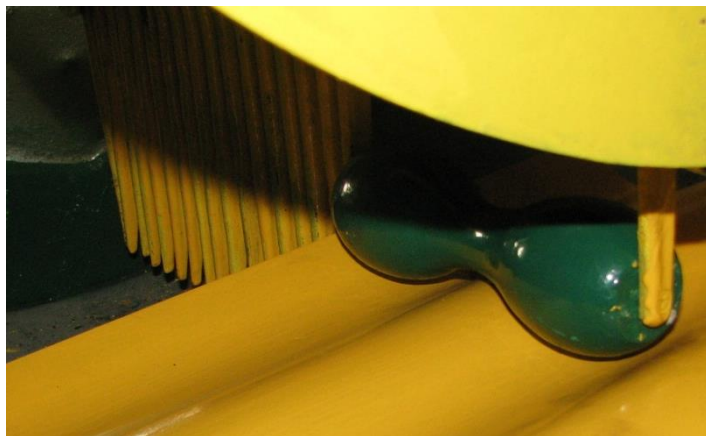


Рис. 1 – Плющильно-обчисувальний апарат з криволінійними плющильними вальцями і криволінійною направляючою поверхнею

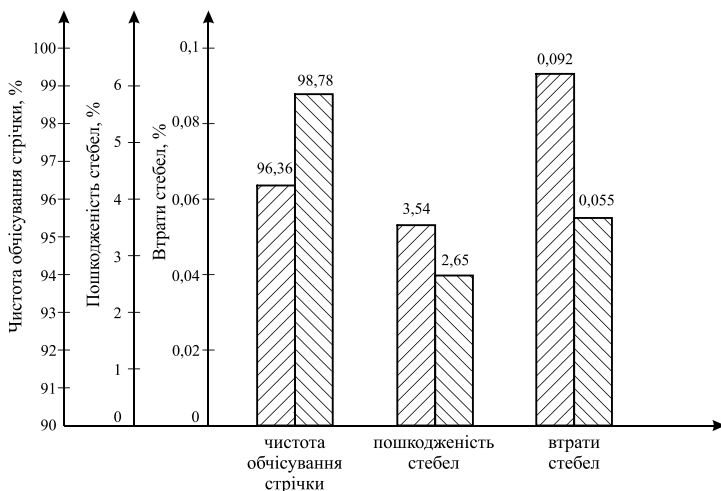




Рис. 2 – Показники ефективності роботи за умови застосування

конструкції апарата  – базової;  – удосконаленої

З аналізу рис. 2 видно, що використання удосконаленої технології отримання лляної соломи із застосуванням удосконаленого обчісувального апарата дозволило:

- збільшити чистоту обчісування на 2,4%;
- зменшити пошкодженість стебел на 25,1%;
- зменшити втрати стебел на 41,1 %.

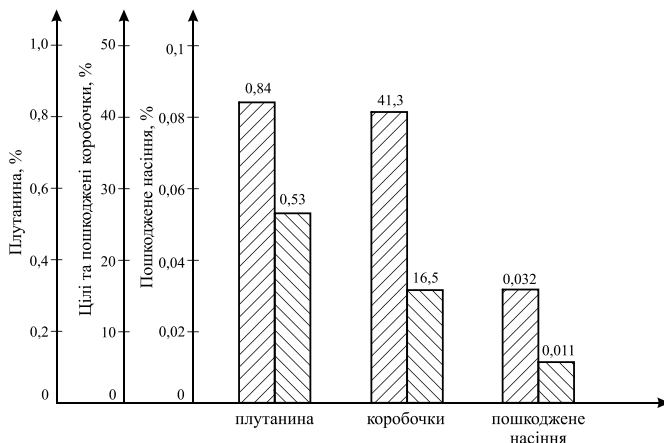




Рис. 3 – Оцінювання складу вороху за умови застосування конструкцій

апарата:  – базової;  – удосконаленої

Також оцінювали склад лляного вороху. З рис. 3 випливає, що запровадження удосконаленої технології дозволило:

- зменшити вихід у плутанину з 0,84% до 0,53%;
- зменшити вихід не розкритих коробочок у плутанину з 41,3% до 16,5%;
- зменшити втрати насіння на 41,1%.

Висновки. Зростання вище наведених показників отримано за рахунок запровадження удосконаленої технології отримання лляної соломи з використанням плющильно-обчісувального апарата, який дозволяє руйнувати насінневі коробочки до входження стрічки льону в зону дії зубів гребенів барабана. Тому можна рекомендувати виконувати технологічний процес обробки лляної соломи за удосконаленою технологією із заміною операції обчісування на операцію плющення-обчісування, при цьому доцільно використовувати запропонований удосконалений апарат.

Література

1. Селезньов Д.Е. Удосконалення технології первинної обробки лляної соломи шляхом оптимізації процесу обчісування стебел: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.02 / Селезньов Дмитро Едуардович. – Херсон, 2014. – 136 с.
2. Пат. № 59976. Україна, МПК А01D 45/06(2006.01). Плющильно-очісувальний апарат / Налобіна О.О., Селезньов Д.Е., Хайліс Г.А.; заявник та патентовласник Луцький національний технічний університет. – № u2010 12938; заявл. 01.11.2010. опубл. 10.06.2011. Бюл. № 11. – 4 с.
3. Пат. № 75616. Україна, МПК А01D 45/06(2006.01). Плющильно-очісувальний апарат / Налобіна О.О., Селезньов Д.Е.; заявник та патентовласник Луцький національний технічний університет. – № u2012 05631; заявл. 08.05.2012. опубл. 10.12.2012. Бюл. № 23. – 4 с.
4. Поздняков Б.А. Организационно-экономические аспекты технологизации льняного комплекса: монография / Б.А. Поздняков, М.М. Ковалев. – Тверь: ГУСТО, 2006. – 208с.
5. Шлыков М. Льноуборочный комбайн / М. Шлыков. – М.: Машгиз, 1949. – 478 с.
6. Можаров Б.П. Исследование, обоснование и разработка аппаратов для обмолота льна–долгунца: дисс. ... док. техн. наук: 05.20.01 / Можаров Борис Петрович. – М.: ВИСХОМ, 1973. – 200 с.
7. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис [та ін.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
8. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
9. Ковалев М.М. Ресурсосберегающая технология и оборудование для переработки льносырья: интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции: мат. межд. науч.-практ. конф. / М.М. Ковалев, А.П. Апыхин, Ф.В. Зубов, Д.Г. Дьяченко. – Тверь, 2004. – С. 16-26.
10. Налобіна О.О. Льнозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації): монографія / Налобіна Олена Олександрівна. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.

Рецензент д.т.н., проф. Налобіна О.О.

УДК 631.356.4

© С.В. Синій, к.т.н., М.Я. Варголяк
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ЇХ ІМІТАТОРА

У статті розглянуто новий портативний пристрій (імітатор коренебульбоплоду) та методику його застосування. Пристрій розроблений для оперативного контролю показників пошкодження коренебульбоплодів при сепарації вороху робочими органами техніки для збирання та післязбиральної обробки коренебульбоплодів.

МАШИНИ ДЛЯ ЗБИРАННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ, ІМІТАТОР КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДУ, ПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ, СЕПАРАЦІЯ

Постановка проблеми. Актуальним завданням при розробці, випробовуванні, удосконаленні, контролі та налаштуванні на задані режими роботи техніки для збирання (копачів, підбирачів, навантажувачів, комбайнів) та післязбиральної обробки (машин і механізми для сортування, складського транспортування) коренебульбоплодів є застосування портативних пристроїв, здатних вимірювати силу та інтенсивність дії робочих органів на ворох коренебульбоплодів. Результатам створення та розробки одного з таких пристроїв, а саме – моделі імітатора коренебульбоплоду, присвячена дана стаття.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основними агротехнічними вимогами до техніки для збирання та післязбиральної обробки коренебульбоплодів є мінімізація їх пошкоджень від впливу робочих органів. Традиційна важливість та актуальність відповідних досліджень фізико-механічних показників підтверджується публікаціями їх результатів у ряді вітчизняних та закордонних праць [1-7 та ін.], починаючи від початку розвитку індустріальної механізації і до теперішнього часу.

Від механізованого впливу при збиранні, перевезенні, післязбиральній обробці коренебульбоплодів окремі з них отримують по декілька видів механічних пошкоджень, що збільшує їх втрати при зберіганні [4-7 та ін.]. Тому особливо важливим є оперативний контроль причин таких пошкоджень з використанням моделі імітатора коренебульбоплоду, поміщеної безпосередньо у середовище вороху, та аналіз цих причин з метою їх усунення шляхом такого ж оперативного

регулювання параметрів робочих органів (режимів роботи, технологічних зазорів тощо).

Мета дослідження. Для оперативного та адекватного контролю допустимих значень пошкоджень коренебульбоплодів у відповідності до агротехнічних вимог і забезпечення функціональних та експлуатаційних показників техніки для збирання та післязбиральної обробки коренебульбоплодів необхідно розробити новий портативний імітатор коренебульбоплоду та методику проведення експериментальних досліджень для визначення значень параметрів пошкоджень коренебульбоплодів і для регулювання конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів робочих органів та зон передачі вороху між ними.

Результати дослідження. Найпершим завданням при створенні імітатора коренебульбоплоду є визначення принципу його дії та злагоджена поєднання механічної і електричної частини. При розробці пристрою ми виходили з наступних міркувань використання переваг цих частин:

- механічна – добре імітує поверхню тіла коренебульбоплоду за фізико-механічними показниками; більш стійка до зовнішніх агресивних впливів механічної дії (ударів, вібрацій, впливів трібологічного характеру, що впливають на зношування, тощо) та температурно-вологісної;

- електрична – забезпечує: високу точність та швидкість вимірювань (чутливість приладу); зручність запису, архівування та відтворення даних вимірювань; можливість передачі даних також і в режимі "one-line"; компактність деталей.

Відомі різні способи визначення параметрів пошкоджень коренебульбоплодів робочими органами з використанням моделей імітаторів тіла коренебульбоплоду. Проведений аналіз їх будови та принципів дії показав, що основне завдання таких моделей – визначити силу дії робочого органу на поверхню коренебульбоплоду, а якщо можливо – то й інтенсивність та кількість разів цієї дії, координати руху імітатора у просторі чи відносно робочих органів.

До технічно простіших моделей можна віднести тіло реального коренебульбоплоду чи його імітатор зі штучного матеріалу (зазвичай – у формі кулі, як наприклад у [7] - штучна гумова бульба картоплі, заповнена силіконовим маслом), що фіксує удари за допомогою зовнішнього покриття шаром матеріалу (фарба, крейда, копірка тощо) чи мережею датчиків (наприклад, п'єзо-датчики сили, тиску). Такі прості та відносно дешеві моделі відображають пляму контакту, силу дії, але через технічну недосконалість та ряд недоліків

(передусім – пов’язаних з швидким руйнуванням поверхонь фіксації чи завеликою механічною вразливістю цих поверхонь до руйнування від ударів робочих органів) фактично служать для одноразового використання.

Однак, сучасні швидкі темпи розвитку нанотехнологій, зокрема з виготовлення мікроелектромеханічних систем, в яких об’єднано мікроелектронні та мікромеханічні компоненти, дозволяють удосконалити не лише конструкції електросенсорів на основі п’єзо-датчика (виробляє електричну напругу при механічному стисканні під дією сил інерції), але й застосовувати такі мікроколивальні системи як акселерометри (електромеханічні сенсори, що здатні розпізнавати сильні перепади швидкостей).

Таким чином, на основі проведеного аналізу конструкцій та режимів роботи робочих органів та поверхонь техніки для збирання та післязбиральної обробки коренебульбоплодів, діючих агротехнічних вимог до роботи цієї техніки, відомих моделей імітаторів корене- та бульбоплодів, напрямків розвитку електромеханічних систем, нами створено новий пристрій - імітатор коренебульбоплоду (zareєстрована заява про видачу патенту України на корисну модель № 27344 від 27.04.2015 р.), призначений для вивчення фізико-механічних властивостей коренебульбоплодів, а також для визначення ступеня пошкодження коренебульбоплодів при їх взаємодії з робочими органами сільськогосподарських машин.

Розроблений імітатор коренебульбоплоду має тіло, яке за формою, розмірами та фізико-механічними властивостями подібне до природного коренебульбоплоду і складається з двох рухомо з’єднаних півкуль, що сприймають і реагують на зовнішні удари.

Будова імітатора коренебульбоплоду зображена у розрізі на рис.1 при максимальному розведенні півкуль (початкове положення) та максимальному їх зведенні, а зовнішній вигляд імітатора у цих крайніх положеннях - на рис. 2.

Основними складовими конструкції даного імітатора є: корпуси верхньої півкулі 1 та нижньої півкулі 2; гнучкий обод 5 з’єднання півкуль, що кріпиться до корпусів півкуль 1 та 2 за допомогою роз’ємних з’єдань 9; пружинний механізм 4; мікросхема 6; блок автономного живлення 7 (акумулятор) елементів мікросхеми 6 та повзункового потенціометра 8.

Розглянемо принцип роботи імітатора коренебульбоплоду.

Корпуси півкуль 1 та 2 рухомо з’єднані між собою через їх направляючі. Завдяки цьому півкулі можуть переміщатись одна

відносно іншої вздовж осі направляючих на відстань "а", обмежену виступами 3 на направляючій корпусу 1.

Пружинний механізм 4 кріпиться до верху направляючої корпусу 1 та дна корпусу 2 та призначений для розведення корпусів півкуль.

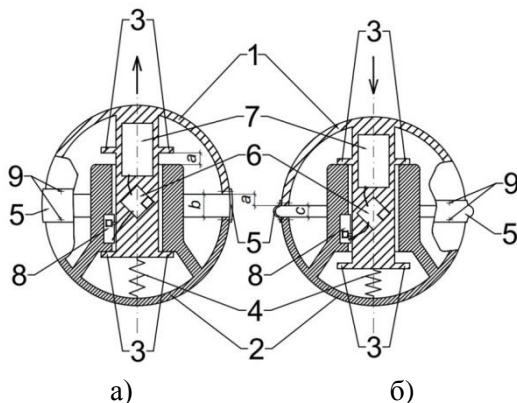


Рис. 1 - Схема будови імітатора коренебульбоплоду: а - півкулі максимально розведені (початкове положення), б - півкулі максимально зведені

У початковому (вихідному) положенні півкулі розведені пружинним механізмом 4 на максимальну відстань, що відповідає величині зазору між ними "b". При статичному чи динамічному зовнішньому навантаженні на поверхню хоча б однієї з півкуль вони сходяться на величину, пропорційну навантаженню, але не ближче як на мінімальну відстань з величиною зазору «с», що відповідає максимально можливому стисненню пружинного механізму 4. При наступному зменшенні дії зовнішнього навантаження на поверхні півкуль, пружинний механізм 4 розводить півкулі, а при припиненні такої дії – повертає півкулі у початкове (вихідне) положення.

Утворений між півкулями зазор (змінюється від "b" до "с") ззовні закривається виконаним з еластичного герметичного матеріалу гнучким ободом 5, що кріпиться до корпусів 1 та 2 за допомогою роз'ємних з'єднань 9. Обод щільно прилягає до зовнішньої поверхні по периметру півкуль і захищає внутрішній простір імітатора коренебульбоплоду від забруднення сторонніми елементами (грунту, піску, вологи, рослинних та ін. домішок), які заважають справній роботі імітатора коренебульбоплоду.

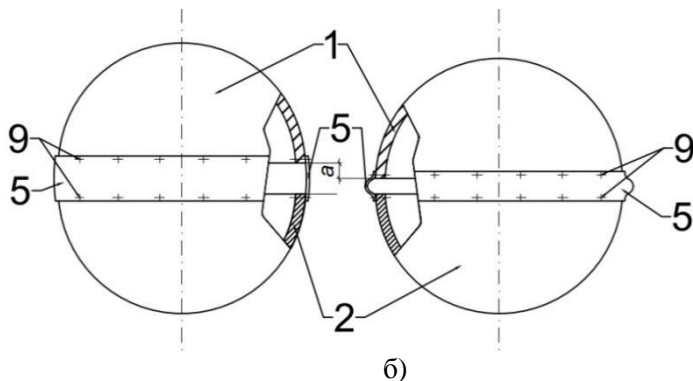


Рис. 2 - Зовнішній вигляд імітатора коренебульбоплоду: а - півкулі максимально розведені (початкове положення), б - півкулі максимально зведені

До основних елементів електричної частини імітатора коренебульбоплоду належать з'єднані електричними дротами з блоком автономного живлення 7 та між собою: мікросхема 6 з електропристроєм багаторазового записування даних вимірювань (наприклад, USB-флеш-накопичувачем) і повзунковий потенціометр 8.

Повзунковий потенціометр 8, одна частина якого кріпиться на направляючій корпусу 2, а інша – на направляючій корпусу 1, вимірює зміни значення електричного опору при відносному переміщенні направляючих корпусів 1 та 2.

Мікросхема дозволяє обробити результати вимірювань зміни електричного опору під час роботи імітатора коренебульбоплода та оперативно записати їх у файл на електропристрої багаторазового записування даних вимірювань, за допомогою якого дані після закінчення вимірювань і відкриття імітатора коренебульбоплоду переносяться на комп'ютер.

Для зручності зберігання і відтворення даних вимірювань використовується даталоггер, що записує значення в пам'ять через задані інтервали часу. Завдяки цьому дані можна швидко і просто вивантажити в широко поширену і доступну програму Excel через USB-порт на персональному комп'ютері (ПК) чи кишеньковому ПК (КПК) та перевести у табличну і графічну форму відображення для проведення оперативного аналізу отриманих значень.

Запропонована взаємодія механічної та електричної частин в конструкції імітатора коренебульбоплоду дозволяє підвищити точність

визначення ступеня пошкодження коренебульбоплодів при роботі сільськогосподарських машин.

Розглянемо роботу імітатора коренебульбоплоду для наведеного на рис. 3 фрагменту результатів лабораторних вимірювань зміни опору його потенціометра від співудару з бетонною поверхнею при вільному падінні на неї. Тут:

- графік 1 – тест-пряма стабільної роботи електричної частини імітатора, яка є функцією від часу і постійно контролюється при виведенні дослідних даних (розриви чи скачки цієї прямої означають можливі збої в роботі електричної частини, а тому дані вимірювань на відповідному збоєм інтервалі часу повинні виключатись як неадекватні);

- графік 2 – власне крива результатів вимірювань 9 здійснених вручну падінь імітатора з висоти 20...50 см, через довільні проміжки часу.

Усі горизонтальні ділянки графіка 2 (у даному випадку на рівні 77 кОм) відповідають максимальному розведенню півкуль (початкове положення імітатора на рис. 1, а та 2, а), тобто відсутності зовнішньої дії вимірювань. Тут незначні коливання характеризують чутливість приладу.

Потенціометр налаштований на зменшення показів опору при збільшенні сили удару, що відповідає зменшенню зазору між півкулями (в діапазоні між "b" та "a"). Тому після одиночного (наприклад, одного з дев'яти на рис. 3) співудару імітатора з дослідною поверхнею крива падає вниз, а досягши свого піку повертається у початкове положення, завдяки реакції пружини імітатора. З порівняння інтервалів циклу виміру t_1 та t_2 для найменшої та найбільшої висоти падіння імітатора видно, що час циклу одиночного виміру зростає пропорційно зростанню сили співудару. Характер згладження на даному графіку ділянок повернення півкуль у початкове положення пов'язаний з особливостями кінематики механічної частини пристрою та характеристики застосовуваної пружини (поз. 4 на рис. 1) і коченням впалого імітатора по плоскій робочій поверхні. Із застосуванням пружини більшої жорсткості або збільшенням їх кількості (ця можливість передбачена конструкцією імітатора) ділянки падіння-піднімання графіку стають різкішими і меншими за амплітудою, тобто час реагування імітатора зменшується, роблячи його повернення у початкове положення більш оперативнішим для відповідних меж вимірювань. Таким чином, змінюючи масу імітатора і жорсткість пружин можна відрегулювати його електричну частину до потрібної точності, швидкості та частоти вимірювань під задані показники

чутливості кореня чи бульби на дію робочих органів виходячи з умови непошкодження.

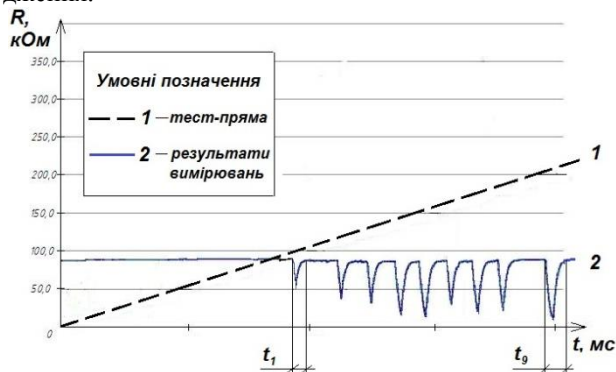


Рис. 3 – Залежність опору потенціометра від висоти падіння імітатора коренебульбоплоду на робочу поверхню (лабораторні досліди, робоча поверхня – бетон, 9 падінь з висоти 20...50 см): 1 - тест-пряма стабільної роботи; 2 - крива результатів вимірювань; t_1 – час циклу першого виміру; t_9 – час циклу дев'ятого виміру

У результаті проведених досліджень розроблено модель імітатора коренебульбоплоду (рис. 4) з наступними технічними показниками:

Габарити за діаметром півкулі: 12...14 см;

Маса (середня): 300 г;

Матеріал корпусу: АБС-пластик;

Матеріал гнучкого обода: прогумована тканина;

Частота зняття показів: 12...15 показів/с;

Діапазон опору потенціометра: 5...90 кОм;

Джерело електроенергії: акумулятор на 3,6 В;

Запам'ятовуючий пристрій: USB-карта;

Графічна програма обробки даних: Microsoft Excel;

Варіанти роботи:

- в автономному режимі (польові випробування): 2...3 доби;

- при під'єднанні електродротами до ПК чи КПК (лабораторні випробування): залежно від електроживлення ПК чи КПК.

Розроблена конструкція імітатора коренебульбоплоду використовувалась у лабораторних та польових дослідженнях збиральних машин та комбайнів (рис. 4).

Методика проведення вимірювань розробленим портативним пристроєм полягає у вимірюванні ним сили взаємодії корене-бульбоплоду з робочими органами та поверхнями безпосередньо в процесі роботи техніки. Для цього пристрій попередньо розташовується перед робочими органами (закопується в ґрунт чи кладеться на його поверхню; розміщується у воросі корене- чи бульбоплодів або самостійно) на будь-якій заданій ділянці технологічного руслу.



Рис. 4 – Фото імітатора коренебульбоплоду при визначені ступеню пошкодження бульб картоплекопачкою грохотного типу в польових умовах

Дана конструкція імітатора коренебульбоплоду дозволяє вимірювати силу дії на коренеплід робочих органів, частоту та інтенсивність такої дії. Пристроєм можна проводити вимірювання в статичних та динамічних умовах. Зокрема, його можна використати для контролю пошкоджень корене- чи бульбоплоду при роботі збирального комбайну, коли закопаний у ґрунт імітатор послідовно проходить як складник вороху викопування, сепарацію, завантаження у бункер, перевантаження у транспортний засіб.

Запропонований метод оперативного контролю показників пошкодження коренебульбоплодів з використанням розробленого імітатора коренебульбоплоду призначений для виконання аналізу роботи робочих органів та режимів техніки для збирання та післязбиральної обробки коренебульбоплодів. Таке використання імітатора дозволить швидко та правильно виявити ті місця в сільськогосподарській машині чи механізмі, де пошкоджуються коренебульбоплоди. Завдяки цьому можна провести відповідні

регулювання параметрів та режимів роботи техніки. У результаті досягається зменшення пошкодження коренебульбоплодів робочими органами сільськогосподарської техніки. Завдяки цьому зменшуються втрати коренебульбоплодів при зберіганні та переробці.

Зважаючи на те, що імітатор коренебульбоплоду є розбірним і призначений для багаторазових повторних вимірювань та має власне електроживлення (акумулятор), що забезпечує його роботу в автономному режимі на протязі 2-3 діб, то його можна використовувати для дослідження роботи цілого комплексу машин, що послідовно застосовуються на збиранні, перевезенні, сортуванні, завантаженні у складські приміщення корене- чи бульбоплодів. Це дозволить проаналізувати ступінь пошкодження коренебульбоплодів на кожному з етапів виробництва – від збирання до закладання на зберігання чи підготовлення до переробки. Таким чином, на основі цього аналізу можна зменшити пошкодження коренебульбоплодів, перш за все – частку повторних, які призводять до найбільших втрат при зберіганні та переробці.

Висновки. На основі проведеного аналізу конструкцій сільськогосподарських машин, а також пристроїв для контролю параметрів їх роботи, розроблений принцип дії та відповідна конструкція нового імітатора коренебульбоплоду, направлені на підвищення точності та оперативності визначення значень показників механічного пошкодження коренебульбоплодів при роботі сільськогосподарських машин та механізмів. Це дозволить оперативно контролювати ступінь пошкодження коренебульбоплодів і знизити його шляхом проведення відповідних регулювань параметрів та режимів роботи робочих органів машин і механізмів, а отже – зменшити втрати коренебульбоплодів при зберіганні та переробці.

Література.

1. Механіко - технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів [Текст] / Г. А. Хайліс, А. Ю. Горбовий, З. О. Гошко та ін.; під ред. Г. А. Хайліса – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.
2. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки [Текст] / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С.В. Синій та ін. – Луцьк: ЛДТУ, 1999. – 168 с.
3. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник [Текст] / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін.; За ред. С. С. Яцуна – К.: Мета, 2003. – 448 с.

4. Машинные технологии и техника для производства картофеля [Текст] / С. С. Туболев, С. И. Шеломенцев, К. А. Пшеченков и др.; под общ. ред. Н. Н. Колчина. – М.: Агростас, 2010. – 316 с.

5. Синій С. В. Нові конструкції картоплезбиральних машин та методика дослідження їх робочих органів [Текст] / С. В. Синій, С. В. Вознюк, М. Я. Варголяк // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. — Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2013 — Вип. 24. — С. 333-342.

6. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною [Текст] / В. М. Булгаков, О. Б. Павелчак, Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том 7.- Київ.- НАУ.- 2000.- С.14-19.

7. Петров Г.Д. Верещагин Н.И. Гричишкин Н.А. Источники механических повреждений клубней картофеля при уборке комбайнами [Текст] // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов. – М.: НПО ВИСХОМ. - 1990. – С. 3-11.

Рецензент д.т.н., проф. Р.Б. Гевко

УДК 631.356.22

©М.В. Смаль, О.О. Герасимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОТОРНОГО ГИЧКОРІЗА

Наведено результати експериментальних досліджень технологічного процесу збирання гички коренеплодів роторним гичкорізом. Одержано рівняння регресії, які характеризують зміну розмірних частин подрібненнях стебел гички залежно від параметрів роторного гичкоріза.

ГИЧКА, РОТОРНИЙ ГИЧКОРІЗ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПОДРІБНЕННЯ.

Постановка проблеми. На основі дослідження технологічних процесів зрізування гички цукрових буряків і технологічних схем корене- та гичкозбиральних машин вітчизняного і зарубіжного виробництва, можна констатувати, що на сучасному етапі гичкозрізувальні пристрої зрізують гичку тільки за принципом «на корені», які виконують різання гички без копіювання головок коренеплодів [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як правило, такі пристрої призначенні для збирання основного масиву гички. Основне різання гички при цьому способі здійснюється ножами 4, 5 (рис. 1) роторного гичкоріза, які закріплені шарнірно на приводному барабані 3, при цьому ножі 4, 5 виконують різання гички без підпору, тобто без протирізальних елементів чи зустрічного руху ножів.

Це зумовлено, в першу чергу, фізико-механічними властивостями гички та технологією її збирання – використання гички на корм або у якості органічних добрив шляхом її розкидання на зібране поле.

Мета дослідження – розробка теоретичних та експериментальних моделей роторного гичкоріза.

Результати дослідження. Розрахунок параметрів робочих органів роторного гичкоріза (рис. 1) проведено з умови мінімізації розмірних значень X_k і Y_k , або початкових частин подрібнених стебел гички, тобто $X_k \rightarrow \min$, $Y_k \rightarrow \min$. На основі аналізу розрахункової схеми можна стверджувати, що розмірне значення Y_k є найбільш несприятливим у загальному контексті прийнятої умови мінімізації $X_k \rightarrow \min$, $Y_k \rightarrow \min$ [2].

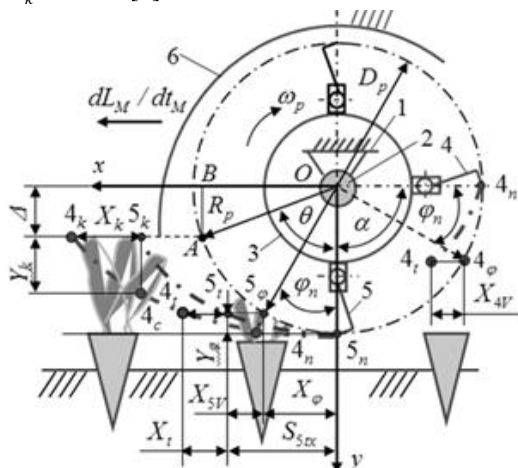


Рис. 1 – Схема до визначення розмірних частин подрібненої гички: 1 – рама; 2 – опора; 3 – барабан ротора; 4, 5 – ножі; 6 – кожух

Під час поступального руху ГМ в напрямку осі Ox (рис. 1) з робочою швидкістю $V_M = dL_M / dt_M$, де L_M – переміщення машини за

час t_M , і одночасного обертання барабана ротора 3 з кутовою швидкістю ω_p , радіально закріплені ножі 4 зрізують стебла гички та подають їх угору в зазор між кожухом 6 і барабаном ротора у напрямку його обертання, або обертання ножів. Стебла гички, рухаючись у зазорі, зазнають повторних взаємодій з іншими ножами 5, подрібнюються та переміщуються по кожуху з наступним вкладанням подрібненої гички в міжряддя коренеплідів.

У результаті аналізу одержано систему рівнянь, яка характеризує розмірні значення початкових частин подрібнених стебел гички різальною кромкою ножа під час обертання барабана роторного гичкоріза залежно від його конструктивно-кінематичних параметрів і швидкості руху ГМ:

$$\left\{ \begin{aligned} X_k &= \frac{30}{\pi n_x} \left(\frac{dL_M}{dt} \right) \left(\alpha - \text{Arcctg} \frac{\Delta}{\sqrt{(0,5d_p + \Delta_r + l_n)^2 - (\Delta)^2}} \right) + \\ &+ [d_p + 2(\Delta_r + l_n)] \sin \frac{\alpha}{2} \cos \left[\left(\text{Arcctg} \frac{\Delta}{\sqrt{(0,5d_p + \Delta_r + l_n)^2 - (\Delta)^2}} \right) - \frac{\alpha}{2} \right]; \\ Y_k &= (0,5d_p + \Delta_r + l_n) \cos \left(\frac{\pi n_x}{30} t_c - \alpha \right) - \Delta; \\ t_c &= \frac{1}{dL_M / dt} \left[\sqrt{(0,5d_p + \Delta_r + l_n)^2 + (\Delta)^2} - \right. \\ &\left. - (0,5d_p + \Delta_r + l_n) \sin \left(\frac{\pi n_x}{30} t_c - \alpha \right) \right] + \\ &+ \frac{30}{\pi n_x} \text{Arcctg} \frac{\Delta}{\sqrt{(0,5d_p + \Delta_r + l_n)^2 - (\Delta)^2}}, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де n_x – частоти обертання ножа, об/хв.; α – центральний кут між розташованими найближчими (суміжними) ножами, які рухаються по одній траєкторії за напрямком повороту ротора гичкоріза, рад; d_p – діаметр барабана ротора гичкоріза, м; Δ_r – відстань від зовнішньої поверхні барабана до центра шарніра кріплення ножа, м; l_n – довжина ножа, м.

Для встановлення емпіричної закономірності, яка регламентує (характеризує) залежність зміни розмірних значень частин подрібнених

стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ робочими органами роторного гичкоріза гичкозбиральної машини (ГМ) та перевірки адекватності зміни теоретичних значень X_k і Y_k згідно з першими двома аналітичними залежностями системи рівнянь (1), провели експериментальні дослідження, реалізацію яких здійснювали з використанням експериментальної польової установки. Загальний вигляд агрегату ГМ+МТЗ-82 наведено на рис. 2.

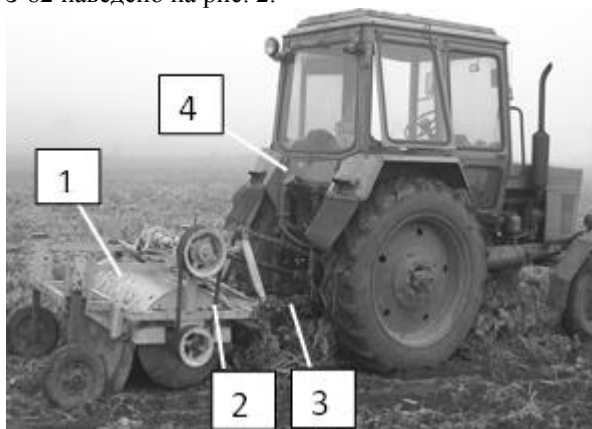


Рис. 2 – Загальний вигляд агрегату для зрізування гички «ГМ+МТЗ-82»: 1 – ГМ; 2 – роторний гичкоріз; 3 – начіпна система трактора; 4 – трактор МТЗ-82

У результаті обробки генеральної вибірки проведених експериментальних досліджень (кількість вимірів кожного значення розмірних частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$, або об'єм вибірки – $N \geq 100$) побудовано гістограму та полігон розподілу частот розмірних значень частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$, кожна з яких (рис. 3а, б) відтворює диференційний закон розподілу випадкової величини, або щільність розподілення $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ [2].

Поділ на класи одержаного експериментального масиву даних генеральної вибірки безперервного випадкового процесу розмірних значень частин подрібнених стебел гички виконано за правилом Штюргеса. Аналіз побудованих гістограми та полігону щільності розподілу випадковості процесу різання стебел гички ножами роторного гичкоріза (рис. 3) показує, що диференційний закон

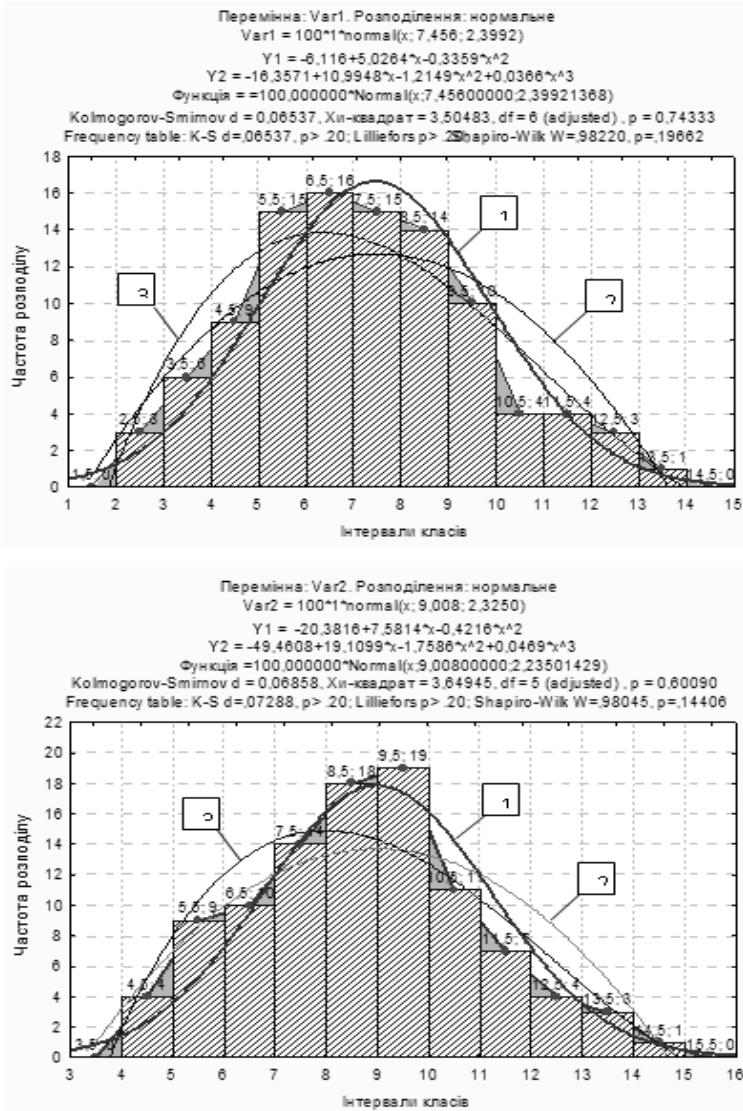


Рис. 3 – Гістограма та полігон щільності розподілу: а – $X_k^{(e)}$; б – $Y_k^{(e)}$: 1 – нормальний закон розподілу; 2 – квадратичний закон розподілу; 3 – кубічний закон розподілу

щільності розподілу $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ близький до нормального (крива 1), а безпосередньо диференційний закон ймовірності щільності розподілу у загальному випадку має вигляд [3]:

$$f(x) = f\left(X_k^{(e)}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{X_k^{(e)} - \mu}{\sigma}\right)^2} = \frac{1}{7,5\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-2,4}{7,5}\right)^2}; \quad (2)$$

$$f(y) = f\left(Y_k^{(e)}\right) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{Y_k^{(e)} - \mu}{\sigma}\right)^2} = \frac{1}{9,0\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{y-2,3}{9,0}\right)^2}, \quad (3)$$

де σ – середнє квадратичне відхилення; μ – математичне сподівання.

Для побудови емпіричної математичної моделі, яка характеризує зміну розмірних значень частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ робочими органами роторного гичкоріза ГМ залежно від швидкості руху ГМ V_M , частоти обертання ротора гичкоріза n_x , діаметра ротора гичкоріза D_p , утворювали таблицю одержаних результатів точок композиційного плану трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 [4].

Після перевірки адекватності вибраної емпіричної моделі відповідному експериментальному масиву даних і оцінки статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії за відповідними критеріями Фішера та Стюдента одержано кінцевий вигляд рівняння регресії зміни розмірних значень частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ у натуральних величинах як функціонала $X_k^{(e)} = f(V_M; n_x; D_p)$ та $Y_k^{(e)} = f(V_M; n_x; D_p)$:

$$X_k^{(e)} = -81,06 + 5,74V_M + 0,08n_x + 182,64D_p - 11,56V_M D_p - 0,08n_x D_p - 81,15D_p^2; \quad (4)$$

$$Y_k^{(e)} = 13,43 + 3,15V_M - 132,08D_p - 3,6V_M D_p - 0,4V_M^2 + 38,68D_p^2. \quad (5)$$

Наведені рівняння регресії (4) і (5) описують характер зміни розмірних значень частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ робочими органами роторного гичкоріза ГМ залежно від зміни вхідних факторів у таких межах: швидкості руху ГМ $1,4 \leq V_M \leq 2,2$ (м/с); частоти обертання ротора гичкоріза $500 \leq n_x \leq 900$ (об/хв); діаметра ротора гичкоріза $0,55 \leq D_p \leq 0,75$ (м).

Згідно з одержаними рівняннями регресії побудовано поверхню відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку залежності зміни розмірних значень частин подрібнених стебел гички ножами роторного гичкоріза $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$.

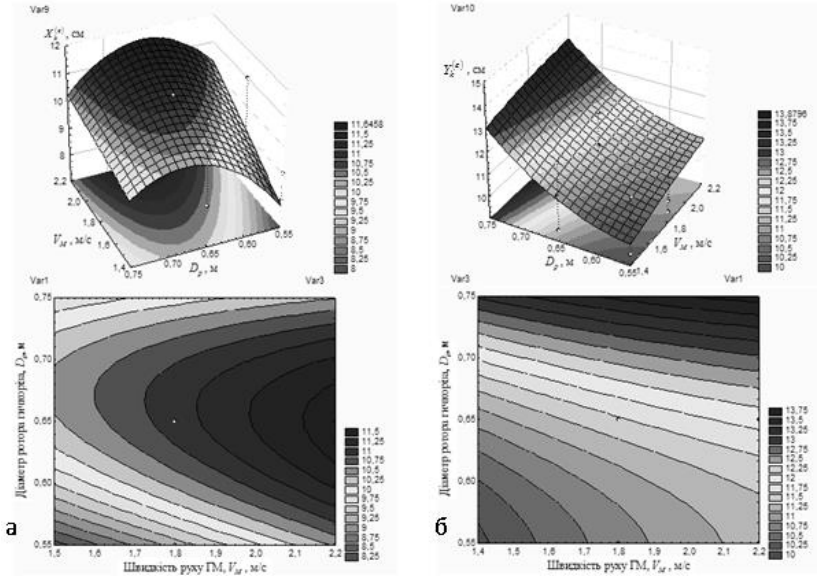


Рис. 4 – Поверхня відгуку та її двомірний переріз залежності: а – $X_k^{(e)} = f(V_M; D_p)$; б – $Y_k^{(e)} = f(V_M; D_p)$

Аналіз наведених поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів показує, що домінуючим факторами, які мають значний вплив на розмірні значення частин подрібнених стебел гички $X_k^{(e)}$, що змінюються у діапазоні від 7 до 13 (см) є частота обертання n_x та швидкості руху V_M ГМ. При цьому у діапазоні зміни частоти обертання n_x (її збільшення) розмірні значення $X_k^{(e)}$ зменшуються у середньому на 2,5...3,5 (см), або на 15...20 %, а зміна $X_k^{(e)}$ залежно від збільшення діапазону швидкості руху V_M ГМ має прямо пропорційний характер – розмірні значення $X_k^{(e)}$ збільшуються у середньому на 2,0...4,5 (см), або на 10...25 % (рис. 4а).

Зміна $X_k^{(e)}$ залежно від збільшення діапазону діаметра D_p ротора

гичкоріза має двоякий характер – зі збільшенням D_p ротора у діапазоні $0,55 \leq D_p \leq 0,70$ (м) розмірні значення $X_k^{(e)}$ збільшуються у середньому на 1,5...2,0 (см), а подальше збільшення D_p призводить до незначного зворотного характеру, або зменшення розмірного значення $X_k^{(e)}$ приблизно на 1,0...1,5 (см).

Розмірні значення частин подрібнених стебел гички $Y_k^{(e)}$ змінюються у діапазоні від 9,5 до 15,5 (см), а домінуючими факторами, які значно корегують параметр $Y_k^{(e)}$ є частота обертання n_x та діаметр D_p ротора. При цьому зі збільшенням частоти обертання n_x та діаметр D_p ротора у, відповідно, встановлених діапазонах її зміни розмірні значення $Y_k^{(e)}$ збільшуються на 20...40 %, або у середньому на 3,0...4,5 (см), а зміна $Y_k^{(e)}$ залежно від збільшення швидкості руху V_M ГМ має незначний прямо пропорційний характер – приріст розмірних значень $Y_k^{(e)}$ зростає у незначних межах – у середньому на 1,0...1,5 (см), або на 5...10 % (рис. 4б).

Таким чином на основі проведеного аналізу можна константувати, що характер зміни розмірних значень подрібнених частин стебел гички $X_k^{(e)}$ і $Y_k^{(e)}$ у загальному контексті та враховуючи значну випадковість процесу адекватний теоретичному аналізу характеру зміни X_k і Y_k . Розбіжність аналітичних значень розмірних параметрів подрібнених частин стебел гички X_k , які побудовано згідно теоретичних залежностей (1) і емпіричних значень $X_k^{(e)}$, побудованих згідно з експериментальною моделлю (4) становить у середньому 12...23 %, а закономірність функціональної зміни X_k і $X_k^{(e)}$ цілком співпадає.

Це дозволяє зробити висновок, що розроблені теоретичні та експериментальні моделі, які характеризують функціональну зміну розмірних значень подрібнених частин стебел гички ножами роторного гичкоріза адекватні та можуть бути використані у подальшому для обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів ГМ з умови мінімізації розмірних значень X_k і Y_k , що забезпечить задовільне виконання технологічного процесу збирання гички коренеплодів із заданими, або необхідними характеристиками, властивостями та вимогами.

Література

1. Погорелый Л.В., Татьянко М.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев, 2004. С.112–114.
2. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини. Тернопіль, 1997. – 108 с.
3. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Москва, 1972. – 374 с.
4. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. Москва, 1979. – 415 с.

Рецензент д.т.н. В.М. Барановський

УДК 631.3

© І. Г. Стукалець

Львівський національний аграрний університет

ДИНАМІКА ЗМІНИ ПРОГРАМ РЕМОНТУ ГОЛОВОК БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНІВ РІЗНИХ МАРОК

Проаналізовано динаміку зміни річних програм ремонту головок блоків циліндрів двигунів різних марок в умовах підприємств технічного сервісу м. Львова. Досліджено характер зміни часткових програм ремонту головок блоків циліндрів в загальних річних програмах за останні десять років.

ГОЛОВКА БЛОКУ, ЦИЛІНДР, ДВИГУН, РЕМОНТ.

Постановка проблеми. Під час проектування технологічних ліній чи дільниць (ТЛ чи ТД) ремонту головок блоків циліндрів двигунів враховують, що технологічні лінії чи дільниці працюватимуть ефективно впродовж 10-12 років. Це зумовлено постійним розвитком технологій, удосконаленням рівня ремонтно-технологічного обладнання, а також зміною номенклатури, кількісного та якісного складу об'єктів ремонту, закономірностей надходжень вхідних потоків на ремонт впродовж терміну експлуатації ТЛ (ТД).

На етапі проектування важливе значення для досягнення ефективності експлуатації ТЛ (ТД) ремонту має врахування нерівномірності надходжень вхідних потоків на ремонт, що зумовлено багатьма факторами, такими як покращення якості та

об'єктів ремонту, постійне оновлення модельних рядів двигунів, які поступово витісняють старіші моделі.

Відомо, що для забезпечення ефективності роботи підприємства технічного сервісу розвивають багатопредметну спеціалізацію, тому під час проектування ТЛ (ТД) головок блоків циліндрів необхідно враховувати не лише закономірності зміни річних програм ремонту, але й часткових програм.

Дуже часто проектування ТЛ (ТД) ремонту головок блоків циліндрів відбувається на основі теоретичних досліджень зміни часткових програм ремонту, що не завжди є актуальними, а також може не відповідати реальному стану речей. Крім того в багатьох випадках проектування проводять за відсутності інформації про реальні показники очікуваних річних програм ремонту для регіону, де проектується підприємство.

Тому для забезпечення ефективної роботи проектованих ТЛ (ТД) ремонту головок блоків циліндрів двигунів впродовж всього терміну їх експлуатації необхідно враховувати динаміку зміни як річних програм ремонту, так і часткових програм у загальній річній програмі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для визначення річної програми ремонту в окремі роки можна використати нормальний закон розподілу [1]. Відомо, що загальна програма ремонту, яка складається з часткових програм ремонту, має такі самі закономірності зміни в часі, що й загальна кількість об'єктів ремонту різних марок у зоні обслуговування ремонтного підприємства: у початковий період насичення ринку загальна річна програма збільшується, в наступний період – залишається практично незмінною, а надалі зменшується (рис. 1) [1-3].

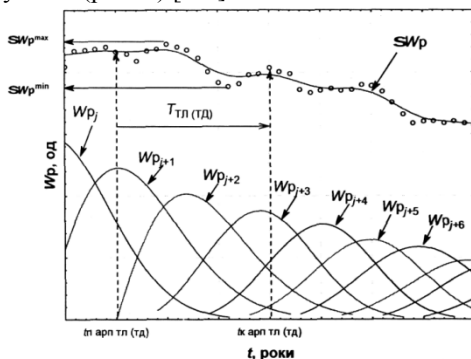


Рис. 1 – Модель динаміки зміни річної програми ремонту в зоні обслуговування ремонтного підприємства

Також встановлено, що часткові річні програми ремонту в загальній річній програмі – нерівномірні випадкові величини що зумовлено різним технічним та віковим станом об'єктів ремонту, особливістю умов їх використання тощо [4].

Однак питання динаміки зміни річних програм ремонту головок блоків циліндрів двигунів різних марок та часткових програм у загальній річній програмі залишається недостатньо вивченим.

Мета дослідження - аналіз динаміки зміни річних та часткових програм ремонту головок блоків циліндрів двигунів різних марок для міста Львова з метою підвищення ефективності функціонування проєктованих ТЛ (ТД) ремонту головок блоків циліндрів.

Результати дослідження. Практично усі підприємства технічного сервісу, в тому числі й ті, які спеціалізуються на ремонті головок блоків циліндрів, є приватної форми власності. Враховуючи особливості сучасних умов ведення бізнесу в нашій державі, інформація про реальну кількість виробленої продукції чи наданих послуг є комерційною таємницею підприємства та не підлягає розповсюдженню. Це створює додаткові перешкоди для об'єктивного аналізу реальних даних для оцінки зміни річних програм ремонту об'єктів.

Сьогодні у місті Львові працює декілька підприємств, які надають професійні й висококваліфіковані послуги з ремонту головок блоків циліндрів двигунів. Слід зазначити, що усі ці підприємства є підприємствами багатопредметної спеціалізації, тобто ремонтують головки блоків циліндрів двигунів різних марок. Проаналізуємо на прикладі одного з таких підприємств отримані дані річних програм впродовж десяти останніх років.

Зазначимо, що спектр марок та моделей двигунів, головки блоків циліндрів яких ремонтує підприємство, є досить великий і охоплює продукцію практично усіх відомих виробників двигунів – від ЗАЗ і ВАЗ до *Porsche* та *Lamborghini*. Загальна річна програма за останні десять років зросла майже втричі і станом на кінець 2014 року становила майже 2 тис. двигунів (рис. 2).

Враховуючи, що на один двигун, в залежності від марки, встановлено переважно від однієї до чотирьох головок блоків циліндрів, річна програма підприємства становила кілька тисяч шт. Аналізуючи часткові програми ремонту головок блоків циліндрів двигунів (рис. 3), бачимо, що впродовж десяти останніх років кількість двигунів, головки блоків циліндрів яких ремонтувалися на

підприємстві, для різних марок є різною. В окремі роки річна програма ремонту головок блоків циліндрів цих двигунів відрізнялася в рази.

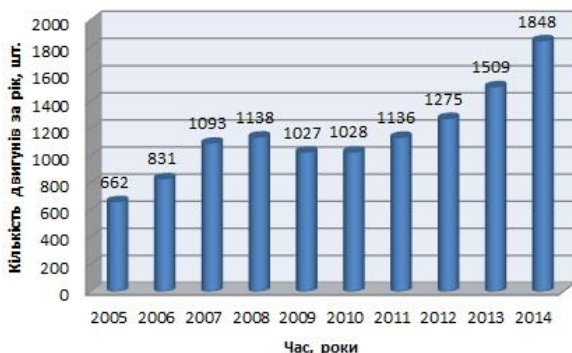


Рис. 2 – Динаміка зміни загальної кількості двигунів, головки блоків циліндрів яких ремонтувалися впродовж 2005 – 2014 років

Значно різняться за роками й часткові програми ремонту головок блоків циліндрів в межах кожної окремо взятої марки двигуна. Варто зауважити, що характер зміни часткових річних програм для різних марок двигунів також суттєво відрізняється.

Протягом десяти років спостерігаємо тенденцію до збільшення кількості ремонтваних головок блоків циліндрів двигунів практично за всіма марками двигунів

Висновки. 1. Аналіз роботи підприємств технічного сервісу, які спеціалізуються на ремонті головок блоків циліндрів двигунів, показав, що для забезпечення ефективного функціонування підприємства розвивають багатопредметну спеціалізацію, залучаючи до програм ремонту головки блоків циліндрів двигунів різних марок.

2. Динаміка зміни загальної програми ремонту підприємства вказує на те, що протягом достатньо тривалого часу загальна програма ремонту головок блоків циліндрів збільшується.

3. Співвідношення часткових програм ремонту головок блоків циліндрів в загальній річній програмі в окремі роки й для різних марок двигунів суттєво різняться.

4. Використання результатів аналізу динаміки зміни програм ремонту головок блоків циліндрів двигунів різних марок дадуть змогу встановити закономірності формування вхідних потоків замовлень на ремонт головок блоків циліндрів за окремими марками двигунів для умов міста Львова.

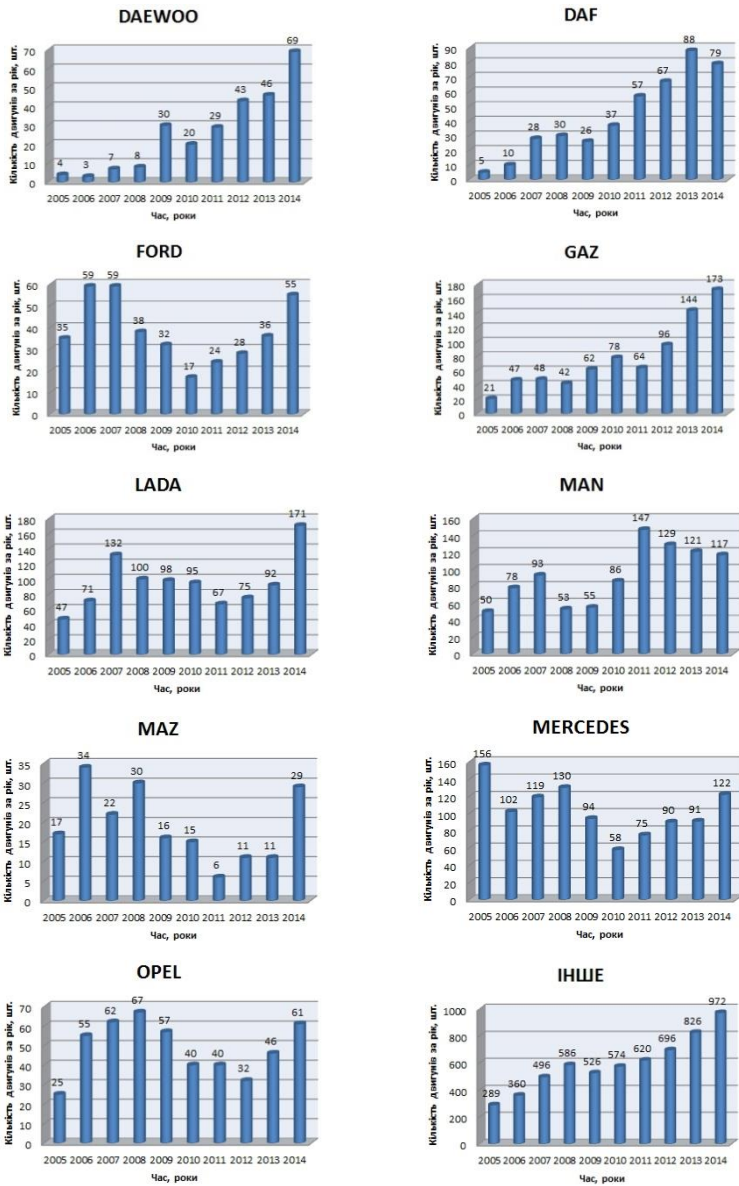


Рис. 3 – Динаміка зміни кількості двигунів деяких марок, головки блоків циліндрів яких ремонтувалися впродовж 2005 – 2014 років

5. Врахування результатів дослідження на етапі проектування дасть змогу забезпечити ефективне функціонування проєктованих ТЛ (ТД) ремонту головок блоків циліндрів на весь період їх експлуатації.

Література

1. Кузьмінський Р.Д. Модель прогнозування динаміки зміни програми ремонтних підприємств / Р. Д. Кузьмінський // Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. – 2008. – № 12. – Т. 1. – С. 45 – 51.

2. Кузьминский Р. Совершенствование модели прогнозирования программ ремонта машин, их узлов и агрегатов с использованием несимметрических распределений / Р. Кузьминский // MOTROL : Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2013. – Vol. 15, No. 6. – С. 167 – 171.

3. Сидорчук О.В. Закономірності кількісних і якісних змін надходжень замовлень на ремонт агрегатів / О. В. Сидорчук, Р. Д. Кузьмінський, Р. І. Барабаш // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого). – Вип. 10 (24), кн. 1. – С. 69 – 76.

4. Кузьмінський Р. Д. Організаційно-виробнича сумісність процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці / Р. Д. Кузьмінський, І. Г. Стукалець // Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. – 2014. – № 18. – С. 231 – 238.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.356.2

© Ю.М. Тарасюк

Вінницький національний аграрний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ

Проведено повний факторний експеримент ПФЕ 3³ для транспортування однорідних сипких вантажів за допомогою гвинтового завантажувача. Виведені рівняння регресійних залежностей продуктивності і моменту в залежності від внутрішнього діаметра труби, коефіцієнта заповнення і швидкості транспортування. Побудовані графічні залежності величини продуктивності і моменту від вище приведених факторів для визначення продуктивності і моменту із різного сипучого матеріалу і визначенні коефіцієнти регресії.

СИПКИЙ МАТЕРІАЛ, ГВИНТОВИЙ ЗАВАНТАЖУВАЧ, БАГАТОФАКТОРНИЙ ЕКСПЕРЕМЕНТ.

Постановка питання. Сучасний рівень розвитку усіх галузей народного господарства України вимагає значного підвищення техніко-економічних показників засобів механізації і автоматизації технологічних процесів, особливо підвищення їх вантажопідйомності і розширення технологічних можливостей. Одним з найважливіших критеріїв роботи гвинтових конвеєрів (ГК) вважається продуктивність, яку необхідно забезпечувати як найбільшою за мінімальних енерговитрат. Тому для реалізації ефективного процесу перевантаження матеріалів з допомогою ГК необхідно забезпечувати їх оптимальне завантаження. При цьому слід врахувати, що завантаження ГК може відбуватися через бункери, насадки і завантажувальні пристрої.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням конструктивних і технологічних параметрів транспортно-технологічних систем сипких матеріалів присвячені роботи : Григорьєва А.М.[1], Зенкова Р.Л. [2], Гевка Б.М. [3], Рогатинського Р.М. [4]. Гевка І.Б. [8, 9] та багатьох інших. Однак питанням розроблення і дослідження технологічних процесів транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем приділено недостатньо уваги і вони потребують свого подальшого вирішення.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження процесу переміщення сипкого середовища за допомогою гвинтового завантажувача як паралельно та перпендикулярно до основної транспортної магістралі.

Результати досліджень. Функціональне призначення бункерів ГК – накопичення, короткочасне зберігання та регульоване (нерегульоване) чи дозоване відвантаження матеріалу до вивантажувальної магістралі ГК за умови запобігання явища перевантаження шнека. За формою бункери ГК бувають квадратними, прямокутними, круглими (конічними, циліндричними), коритоподібними тощо. Функціональне призначення насадок ГК – бездеформаційний ввід спіралі в матеріал, її безпечна робота та здійснення оптимального завантаження кожуха ГК за умови запобігання явища перевантаження технологічного характеру і поломки транспортних засобів [8]. Насадки ГК поділяються на ті, за допомогою яких регулюється процес завантаження магістралей (з регульованими отворами) і ті, що не забезпечують процес регулювання (з постійними отворами). Функціональне призначення завантажувальних пристроїв – забезпечення завантаження ГК сипкими вантажами з площадок і ємкостей шляхом їх доправлення в шнек. Вони поділяються на ті, в яких завантажувальний пристрій розташований паралельно до основної транспортної магістралі (для завантаження конвеєра витікаючих з ємкостей матеріалів), і ті, в яких завантажувальний пристрій розташований перпендикулярно до основної транспортної магістралі (для підбирання з площадок і доправлення в магістраль матеріалів).

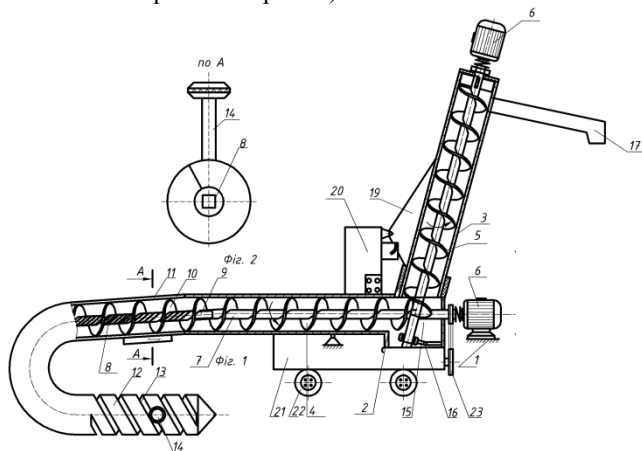


Рис 1. – Гвинтовий пересувний завантажувач

Для вказаних задач визначальними чинниками технологічного процесу є основні усереднені кінематичні характеристики динаміки сипкого середовища (амплітуда та частота)

Під час досліджень проводилось підключення до електромережі перетворювача частоти (ПЧ), ПК та запускалась програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar 7.1. Частота обертання електродвигуна регулювалась в автоматизованому режимі від 0 до 1460 об/хв. Також при потребі використовувались плавні і різкі пуски та реверсування.

Дослідження із визначенням продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою [5]: пшениця – 760 кг/м³; кукурудза – 800 кг/м³; висівки – 250 кг/м³ з вологістю, яка становить $W=12...15\%$, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів гвинтового завантажувача розташованого паралельно та перпендикулярно до основної транспортної магістралі для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність (параметр оптимізації Q) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів:

а) паралельно: внутрішнього діаметра труби D_k , м; частота обертання шнека n , об/хв та коефіцієнт завантаження K_z , тобто $Q=f(D_k, K_z, n)$.

б) перпендикулярно: кут нахилу конвеєра γ_n ; град, внутрішнього діаметра труби D_k , м та частота обертання шнека n , об/хв тобто $Q=f(D_k, \gamma_n, n)$

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [4,9]. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 1.

Повнофакторний експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторів. Після кодування вхідних факторів склали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 , що визначало для загального числа дослідів $N = m^k$, де m – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті.

З метою достовірної оцінки транспортування сипучих матеріалів під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [6], при цьому досліди проводили у трикратній повторності. Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [6, 7].

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 1 та 2. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

для гвинтового завантажувача горизонтально:

- внутрішній діаметр кожуха D_k , який кодували індексом x_1 ;
- коефіцієнт завантаження K_3 , який кодували індексом x_2 ;
- частота обертання робочого органу n , яку кодували індексом x_3 .

для гвинтового завантажувача перпендикулярно:

- внутрішній діаметр кожуха D_k , який кодували індексом x_1 ;
- кут нахилу конвеєра γ_n , який кодували індексом x_2 ;
- частота обертання робочого органу n , яку кодували індексом x_3 .

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність $Q^i = f(D_k, \gamma_n, n)$ визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома [6, 7]:

$$Q = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (1)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти відповідних значень x_i ; x_1, x_2, x_3 - відповідні кодовані фактори.

Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень (табл.1,2).

Таблиця 1 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання проведення експериментальних досліджень продуктивності гвинтового завантажувача горизонтально

Фактори	Позначення		Інтерв. варіов.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр кожуха D_k , м	X_1	x_1	0,025	1,25/+1	0,1/0	0,75/-1
Коефіцієнт завантаження K_3	X_2	x_2	20	0,7/+1	0,5/0	0,3/-1
Частота обертання гвинта n , об/хв.	X_3	x_3	250	600/+1	350/0	100/-1

Таблиця 2 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання проведення експериментальних досліджень продуктивності гвинтового завантажувача перпендикулярно

Фактори	Позначення		Інтерв. варіов.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр кожуха D_k , м	x_1	x_1	0,025	1,25/+1	0,1/0	0,75/-1
Кут нахилу конвеєра γ_n , град	X_2	x_2	20	70/+1	50/0	30/-1
Частота обертання гвинта n , об/хв.	x_3	x_3	250	850/+1	600/0	350/-1

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнюють:

- для транспортування в горизонтальному гвинтовому завантажувачі:
 - для кукурудзи;
 - для пшениці;
 - для висівки;
- для транспортування в перпендикулярному гвинтовому завантажувачі:
 - для кукурудзи;
 - для пшениці;
 - для висівки.

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності транспортування в горизонтальному та перпендикулярному гвинтовому завантажувачі при використанні матеріалу (пшениця, кукурудза, висівки) представлено на рис. 2-4., а для перпендикулярного на рис. 5-7. Для цього використовували програмне забезпечення "Statistica-6.0" for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

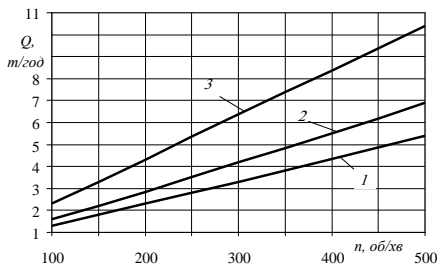


Рис. 2 – Залежності продуктивності кукурудзи $Q_{\text{кукур.}}(D, K_3)$ від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при частоті $n = 350$ об/хв

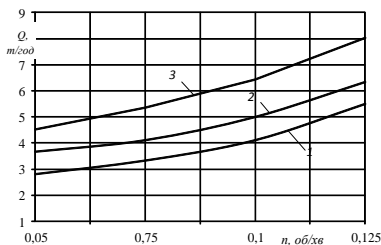


Рис. 3 – Залежності продуктивності пшениці $Q_{\text{пшен.}}(n, K_3)$ від частоти обертання та коефіцієнта заповнення при діаметрі труби $D = 0,1$ м

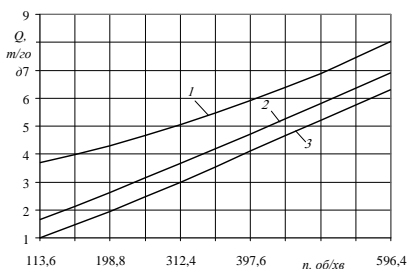


Рис. 4 – Залежності продуктивності висівки $Q_{\text{висівки}}(n, D)$ від лінійної швидкості та діаметра труби при коефіцієнті заповнення $K_3 = 0,5$

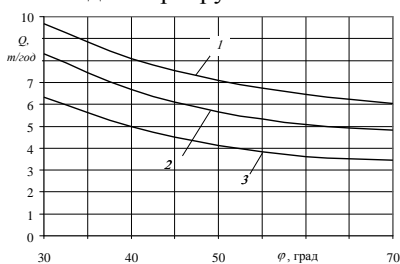


Рис. 5 – Нахилений ГРО ($D = 125$ мм)
 1 – $n = 795,2$ об/хв.;
 1 – $n = 596,4$ об/хв.;
 3 – $n = 397,6$ об/хв.

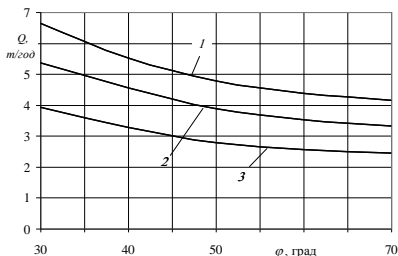


Рис. 6 – Нахилений ГРО ($D=100$ мм)

- 1 – $n = 795,2$ об/хв.;
- 2 – $n = 596,4$ об/хв.;
- 3 – $n = 397,6$ об/хв.

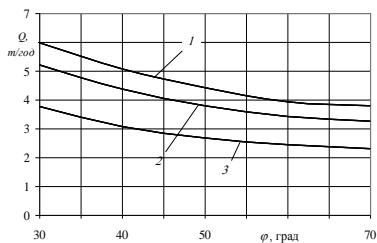


Рис. 7 – Нахилений ГРО

- ($D = 75$ мм)
- 1 – $n = 795,2$ об/хв.;
- 2 – $n = 596,4$ об/хв.;
- 3 – $n = 397,6$ об/хв.

З рис. 2-4 видно, що продуктивність гвинтового завантажувача для сипучого матеріалу (висівка, пшениці, кукурудзи) залежить від внутрішнього діаметра труби D і частоти обертання n і в меншій мірі коефіцієнта заповнення. K_3 Отже, при збільшенні діаметра труби і частоти обертання продуктивність зростає і досягає 12 м³/год.

На рис. 5-7 зображено графічні залежності продуктивності гвинтового завантажувача під кутом (перпендикулярного) від внутрішнього діаметра $D_k=0,075...1,25$ м, кут нахилу труби конвеєра $\gamma_{np}=30-70^0$ град, частота обертання гвинта $n=350-850$ об/хв.

Висновки. 1. На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень виведено регресійні залежності для визначення продуктивності транспортування гвинтовим завантажувачем для матеріалів пшениця, кукурудза, висівки і визначенні коефіцієнти регресії рівняння продуктивності транспортування. Встановлено, що суттєво на момент транспортування і продуктивність впливає внутрішній діаметр труби, коефіцієнта заповнення і частота обертання при горизонтальному транспортування.

2. Побудовані поверхні відгуку залежності продуктивності транспортування гвинтовим завантажувачем з використанням програмного забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, і встановлено, що максимальна продуктивність для пшениці. складає 12 т/год

Література:

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев // – М.: Машиностроение, 1972.–184с.
2. Зенков Р. Л. Машини непрерывного транспорта : Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности

Подъемно-транспортные машины и оборудование / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов // – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.

3. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтові подаючі механізми сільськогосподарських машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський // – Львів : Из-во при Львівському університеті, 1969.– 176с.

4. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва. Дисертація док.техн.наук. Р.М. Рогатинський // – Київ, 1997. – 502 с.

5. Любін М.В. Берник П.С. Механізація транспортуючих та вантажопідйомних робіт. / М.В. Любін, П.С. Берник // – Київ–Вінниця : Урожай, 1996. -191с.

6. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановський Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановський // М.: Наука, - 215с.

7. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. / В.В. Душинський // К.: Вища школа, 2002. – 386 с.

8. Гевко І. Аналіз конструкцій і розрахунок завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів / І. Гевко // Збірник наукових праць НАУ. – 2000. – Т. 7, с. 160–163.

9. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 677.027

© О.Л.Ткачук, к.т.н.,
Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ОЗДОБЛЕННЯ ТЕКСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ ЛЬОНУ

У статті охарактеризовано особливості підготовки, колорування та заключного оздоблення льономісних текстильних матеріалів

ЛЬОН, ВОЛОКНО, ВЛАСТИВІСТЬ, ЦЕЛЮЛОЗА, ЛІГНІН, ТЕХНОЛОГІЧНА ОПЕРАЦІЯ, ОЗДОБЛЕННЯ.

Постановка проблеми. Завдяки унікальному комплексу властивостей льону таких, як гігієнічність, висока міцність, еластичність, низький електричний опір, комфортність, природна бактерицидність попит на лляні і льономісні текстильні матеріали у всьому світі росте з кожним роком. Одяг з лляних тканин позитивно впливає на фізичний і емоційний стан людей, сприяє збереженню здоров'я і збільшує опірність організму різним хворобам.

Відрізняються особливою красою і практичністю виготовлені з лляних тканин скатертини, покривала, білизна, одяг, порт'єри. Різноманітний асортимент волокнистих нетканих матеріалів із льону, зокрема медична вата, перев'язувальні матеріали. Вироби з технічних лляних тканин є незамінними в багатьох галузях економіки.

За якістю кращим у світі визнаний західноєвропейський льон. Лідерами з його виробництва є Франція, Бельгія, Нідерланди і Німеччина. Льон, що вирощується в Україні, має ступінь одерев'яніння 40...60% в порівнянні з 20% у західноєвропейського льону і є жорсткішим. У текстильній промисловості України льон ефективно використовується лише на 30% (довге волокно), а 70% (коротке волокно), в основному, йде на технічні і пакувальні матеріали. Існуючі технології переробки довговолокнистого льону в рівницю і пряжу – дуже тривалі і енергоємні процеси. В результаті лляні і напівлляні тканини значно дорожчі, ніж бавовняні.

Основна задача, що сьогодні стоїть перед текстильною галуззю – це впровадження технологій, які забезпечують випуск конкурентоспроможної текстильної продукції. Текстильні і трикотажні вироби з додаванням лляного волокна мають підвищений попит, гармоніюючи з модними стилями і віяннями часу.

Перспективним також є використання короткого лляного волокна і відходів тіпання для виробництва бавовноподібного модифікованого волокна – лляного котоніну, пряжа і тканини з якого володіють цінними споживчими властивостями.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Особливості підготовки, колорування та оздоблення текстильних матеріалів із вмістом льону досліджувалися багатьма вченими, зокрема Крічевським Г.Є. [1,2], Мельниковим Б.Н. [3] та ін.

Мета дослідження - окреслити специфіку оздоблення текстильних матеріалів із вмістом льону.

Результати дослідження. Прядильна здатність сумішей з льоном визначається в основному якістю підготовки льоноволокна. Лляне волокно розрізняють за способом його видалення із соломи стебла. Кожному виду волокна притаманні свої особливості, які впливають на процес подальшої хімічної обробки. Волокно розрізняють також за довжиною технічних комплексів, які в ньому містяться: чесаний льон, очіс, коротке волокно. Відмінності волокон позначаються на виборі умов хімічних обробок.

Інтенсивність обробок залежить також від вмісту нецелюлозних сполук у волокні. Волокна ділять на м'яке, середньої м'якості, грубе та дуже грубе в залежності від вмісту лігніну і від кількості волокон, зв'язаних з дерев'янінням.

Лляне волокно складається із комплексів елементарних волокон, з'єднаних між собою серединними пластинками (рис. 1), які утворені двома суміжними первинними стінками та міжклітинною речовиною. Таких комплексів у кожному стеблі може бути до 20-25, а кожен комплекс складається із 15-30 елементарних волокон. Задача первинної обробки виділення комплексів без розщеплення на елементарні волокна.

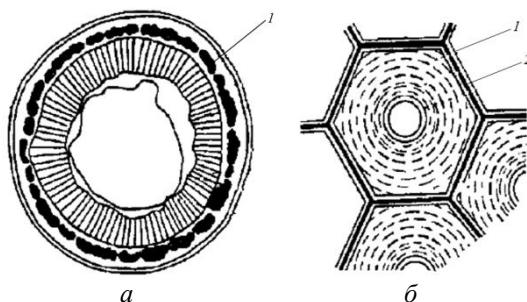


Рис 1. – Льон: *а* – стебло (*1* – пучки волокон); *б* – волокно (*1* – первинна стінка; *2* – серединна пластинка)

Міжклітинна речовина складається з пектинових речовин, геміцелюлоз та лігніну (70%), які утворюють склеюючий комплекс. Така будова технічного лляного волокна зумовлює особливості його переробки.

Основною складовою елементарного волокна льону є целюлоза (рис. 2).

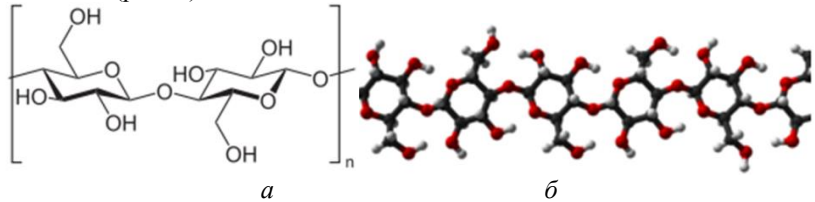


Рис. 2. – Целюлоза: а – формула; б – тривимірна структура

Хімічний склад технічних комплексних волокон льону характеризується в порівнянні з бавовною меншим вмістом целюлози і більшою кількістю домішок: геміцелюлоз, лігніну, пектину. Елементарне волокно містить практично всі нецелюлозні сполуки в первинній стінці. Вважають, що саме лігнін визначає прядильну здатність волокна. Видалення лігніну часто пов'язано з втратами целюлози, особливо під час лужних обробок.

Найбільші ускладнення при хімічній обробці лляного волокна пов'язані із наявністю в волокні лігніну, який у порівнянні з іншими нецелюлозними сполуками волокна є більш стійким. Труднощі під час підготовки можуть створювати не лише супутники целюлози волокна, а й продукти, які утворюються з них в процесі первинної обробки. При цьому зміни, які відбуваються із супутниками целюлози, залежать від способу первинної обробки, який впливає і на загальний вміст домішок у волокні. Значний вплив на якість волокна має розміщення лігніну. Кращими властивостями володіють волокна, в яких лігнін рівномірно розподілений по перерізу і довжині.

Оздоблювальне виробництво є завершальним у випуску текстильної продукції і в значній мірі визначає якість та конкурентоздатність готових текстильних виробів.

Лляна тканина, що поступає в оздоблювальне виробництво, послідовно проходить технологічні процеси та операції, які можна розділити на такі стадії:

- підготовка текстильного матеріалу до фарбування та друкування;
- колорування (фарбування, друкування);
- заключне оздоблення (апретування) текстильного матеріалу.

В залежності від призначення текстильних матеріалів вони можуть не колоруватися, проте підготовку та апретування проходять обов'язково.

Схема технологічного процесу очищення і підготовки лляних тканин наступна: опалення, розшліхтовування, відварювання, відбілювання. Технологія підготовки базується на застосуванні в різних поєднаннях операцій окислення, відновлення, лужної та кислотної обробки. Послідовність та зміст операцій обробки лляних тканин подібні до обробки бавовняних, проте мають свої особливості, оскільки волокна льону мають темніше природне забарвлення і містять більше домішок. Внаслідок цього лляні тканини важче піддаються відварюванню, відбілюванню і іншим видам обробки. При цьому процеси підготовки не можна базувати на посиленні умов обробки (підвищенні концентрації реагентів, температури та тривалості процесів), так як технічне лляне волокно може зруйнуватися до елементарних волокон, внаслідок деструкції пектинового клею. Тому підготовку лляних тканин ведуть в м'яких умовах, повторюючи операції кілька разів.

Умови обробки лляних тканин залежать від призначення тканини і волокна, з якого вони виготовлені. Лляні тканини випускають суворими, відвареними, зі збереженням натурального кольору льону, білими, гладкофарбованими, набивними. Висока якість підготовки лляних тканин досягається, якщо очищення волокна проводиться спочатку в пряжі чи рівниці, а потім в тканині. Із частково відбіленої пряжі (яка пройшла один чи два цикли відбілювання) виробляють полотна лляні та напівлляні. Тканини з частково вибіленої пряжі можуть добілюватися до необхідного ступеню білості. Це пов'язано із тим, що пряжу та рівницю легше очистити від домішок.

Висока ступінь очищення льоноволокна зумовлюють можливість проведення підготовки бавовнянолляних тканин за типовими лужно-пероксидними режимами бавовняних тканин без використання хлоровмісних препаратів.

Крім того, тканина, яка вироблена з відбіленої пряжі, завжди рівномірніше відбілюється ніж сувора. Для виробництва барвистотканих виробів – рушників, серветок, скатертин, покривал – використовується фарбована пряжа.

Білення завершується ретельним промиванням. Мерсеризації і ворсуванню лляні тканини не підлягають.

Фарбування і друкування лляних тканин проводять тими ж барвниками, що і бавовняних тканин. Друкування проводять як вибілених, так і суворих тканин. Використовують найчастіше кубові,

активні та прямі барвники. Пряжу зазвичай забарвлюють кубовими барвниками, оскільки ці барвники більш стійкі до подальших обробок. Активні ж барвники використовують для фарбування готової тканини. Сучасні барвники дозволяють забарвлювати не лише в пастельні тони, але і отримувати яскраві, насичені відтінки.

На етапі завершального оздоблення лляні тканини, як і бавовняні, апретують, вирівнюють за шириною, каландрують. Для більшої білизни лляних тканин до складу апрету вводять оптичні відбілювачі.

Недоліки лляних тканин, такі як підвищена усадка та зминання, усуваються сировинними додатками інших видів волокон і новими видами завершальних обробок. Створення сумішевих тканин не лише сприяє зниженню зминання та усадки, але дозволяє отримати і інші властивості, наприклад, шовковистість, глянець. Пошук нових складів зумовлений необхідністю забезпечення оптимального поєднання фізико-механічних, санітарно-гігієнічних та експлуатаційних властивостей виробів. Якісний склад сумішей та кількісне співвідношення компонентів визначають технологію оздоблення.

У останні роки широкого застосування набуло модифіковане коротке льноволокно – котонін, яке є близьким за технологічними властивостями до бавовни і придатним для спільного прядіння з бавовною і шерстю. Котонін отримують розщеплюванням довгих технічних лубових волокон на окремі елементарні і комплексні волокна. Зберігаючи всі властивості льону, воно представляє не меншу цінність, тому освоєння процесів його отримання і переробки дасть можливість замінити бавовну на вітчизняну екологічну сировину.

Висновки. Специфіка оздоблення текстильних матеріалів із льону обумовлена низкою чинників: особливістю хімічної будови та надмолекулярної структури, наявністю великої кількості супутніх речовин, зокрема лігніну, видом та якістю підготовки волокна.

Вибір технологічних операцій оздоблення лляного волокна і тканин із льону та якість кінцевої продукції в значній мірі визначаються видом та якістю сировини, що формується на попередніх етапах – збирання, первинна переробка, прядіння.

Література

1. Кричевский Г.Е., Никитков В.А. Теория и практика подготовки текстильных материалов (из целлюлозных волокон). – М.: Легпромбытиздат, 1989.–208 с.

2. Кричевский Г.Е. Химическая технология волокнистых материалов: Учеб. для вузов в 3-х т. Т.1. М., 2000. 436 с.

3. Мельников Б.Н. Физико-химические основы процессов отделочного производства: Учеб. Пособие для вузов / Б.Н. Мельников, Т.Д. Захарова, М.Н. Кириллова. – М.: Легкая и пищевая пром-ть, 1982. – 280 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 539.375

© Ю.П. Фещук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОЇ РІВНОВАГИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Розглянуто тонкостінні елементи конструкцій сільськогосподарської техніки, які працюють під внутрішнім тиском, для яких задачу про граничну рівновагу пружно-пластичних оболонок з тріщинами використовується для дослідження ізотропних циліндричних оболонок із взаємодіючими наскрізними тріщинами. Числовий аналіз показав, що розтяг вздовж тріщини може впливати на її розкриття і, відповідно, на міцність оболонкової конструкції

ГРАНИЧНА РІВНОВАГА, ЦИЛІНДРИЧНА ОБОЛОНКА, ІНТЕГРАЛЬНІ РІВНЯННЯ.

Постановка проблеми. У зв'язку з інтенсифікацією ведення сільськогосподарських робіт значного поширення набули самохідні обприскувачі та розчинонасоси різноманітних конструкцій. Проте всі вони містять значну кількість тонкостінних труб та шлангів, які працюють в агресивному середовищі під тиском. Зважаючи на те, що по них транспортуються отрутохімікати, досить важливим є перевірка на відсутність внутрішніх дефектів, розмір яких перевищує граничний.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для реалізації метод зведення задач про граничну рівновагу пружно-пластичних оболонок з тріщинами використовується для дослідження ізотропних циліндричних оболонок із взаємодіючими наскрізними тріщинами.

Особливості в околі точки зосереджених навантажень у функцій, що характеризують переміщення, зусилля та моменти в оболонках, вивчені в багатьох роботах [1, 2, 3, 5, 6, 7], проте пружно-пластична рівновага таких оболонок досліджена не в повній мірі.

Мета дослідження. Вивчається вплив кривини оболонки, параметра тонкостінності, кількості тріщин, їх взаємного розміщення та інших геометричних і фізико-механічних параметрів на розкриття берегів тріщин та розміри пластичних зон біля їх вершин в тонкостінних елементах конструкцій.

Результати дослідження. Розглянемо віднесену до ліній кривини α , β замкнуту нескінченну циліндричну оболонку із ідеально пружно-пластичного матеріалу з поздовжньою наскрізною тріщиною $|\alpha| \leq \alpha_0$ ($\alpha_0 = l_0 / R$, l_0 – півдовжина тріщини). Нехай оболонка знаходиться під дією зовнішнього навантаження, а береги тріщини завантажені самозрівноваженими симетричними та антисиметричними відносно ліній тріщин зусиллями і моментами.

Пластичні зони, що виникають в процесі навантаження на продовженні тріщини у відповідності з припущеннями прийнятого аналога δ_c -моделі Леонова-Панасюка-Дагдейла замінимо розрізом, на берегах якого прикладені додаткові самозрівноважені зусилля і моменти еквівалентні реакції матеріалу пластичної зони на пружний об'єм. Пружно-пластична задача зведена до пружної задачі про граничну рівновагу циліндричної оболонки з тріщиною невідомої довжини $2l_1$, збільшеної на величину пластичних зон. На берегах тріщини умови самозрівноваженості приймають вигляд:

$$\begin{aligned}
 f_1(\alpha) = N_2(\alpha, 0) &= \begin{cases} N_2^I(\alpha) - N_2^0(\alpha), & |\alpha| < \alpha_0, \\ N - N_2^0(\alpha), & \alpha_0 \leq |\alpha| \leq \alpha_1, \end{cases} \\
 f_2(\alpha) = M_2(\alpha, 0) &= \begin{cases} M_2^I(\alpha) - M_2^0(\alpha), & |\alpha| < \alpha_0, \\ M - M_2^0(\alpha), & \alpha_0 \leq |\alpha| \leq \alpha_1, \end{cases} \\
 f_3(\alpha) = S(\alpha, 0) &= \begin{cases} S^I(\alpha) - S^0(\alpha), & |\alpha| < \alpha_0, \\ S - S^0(\alpha), & \alpha_0 \leq |\alpha| \leq \alpha_1, \end{cases} \\
 f_4(\alpha) = Q_2^*(\alpha, 0) &= \begin{cases} Q_2^{*I}(\alpha) - Q_2^{*0}(\alpha), & |\alpha| < \alpha_0, \\ Q - Q_2^{*0}(\alpha), & \alpha_0 \leq |\alpha| \leq \alpha_1, \end{cases}
 \end{aligned} \tag{1}$$

де N_2^0 , S^0 , Q_2^{*0} , M_2^0 – нормальне, зсувне і узагальнене перерізує зусилля та згинний момент в оболонці без тріщин; N_2^I , S^I , Q_2^{*I} , M_2^I – відповідно ті самі зусилля та момент, прикладені до берегів реальної

тріщини; N , S , Q , M – невідомі величини зусиль та моменту, що відповідають реакції пластичної зони на пружну і задовольняють задану умову пластичності

$$F_p(N, M, S, Q, \sigma_T) = 0. \quad (2)$$

Умови (1), (2) записані для випадку, коли зовнішнє навантаження симетричне відносно лінії $\alpha = 0$, тобто в обох кінцях тріщини виникли однакові зони пластичності.

Поле деформацій в даному випадку приймає вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{22}^0(\alpha, \beta) &= \frac{1}{R} [v(\alpha)] \delta(\beta), \quad \varepsilon_{12}^0 = \frac{1}{R} [u(\alpha)] \delta(\beta); \\ \chi_{22}^0(\alpha, \beta) &= \frac{1}{R} [\theta_2(\alpha)] \delta(\beta) + \frac{1}{R^2} [w(\alpha)] \frac{\partial}{\partial \beta} \delta(\beta); \\ 2\chi_{12}^0(\alpha, \beta) &= \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \alpha} [w(\alpha)] \delta(\beta), \quad \varepsilon_{11}^0(\alpha, \beta) = \chi_{11}^0(\alpha, \beta) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Для побудови розв'язку задачі, що розглядається, використаємо вихідні рівняння в переміщеннях, які для даного випадку мають вигляд:

$$L_{k1}u + L_{k2}v + L_{k3}w = q_k^0 \quad (k = 1, 2, 3). \quad (4)$$

Скориставшись операторним методом [9] і відкидаючи величини порядку C_1^2 в порівнянні з одиницею, розв'язок системи диференціальних рівнянь (4), який зникає на безмежності, зобразимо так:

$$\begin{aligned} u &= R \sum_{j=2}^3 L_{ju} \varphi_j + P_{ju} \psi_j, \quad v = R \sum_{j=2}^3 L_{jv} \varphi_j + P_{jv} \psi_j; \\ w &= R \sum_{j=2}^3 L_{jw} \varphi_j + P_{jw} \psi_j. \end{aligned} \quad (5)$$

Зусилля і моменти визначаються за допомогою формул:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{D_0}{(1-\nu^2)R} [\partial_1 u + \nu(\partial_2 v + w) - \nu R \varepsilon_{22}^0]; \\ N_2 &= \frac{D_0}{(1-\nu^2)R} [\partial_2 v + w + \nu \partial_1 u - R \varepsilon_{22}^0]; \\ S &= \frac{Eh}{(1-\nu)R} [\partial_2 u + \partial_1 v - R \varepsilon_{12}^0]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_1 &= -D_0 c^2 \left[\partial_1^2 w + \nu (\partial_2^2 w - \partial_2 \nu) + \nu R^2 \chi_{22}^0 \right]; \\
 M_2 &= -D_0 c^2 \left[\partial_2^2 w - \partial_2 \nu + \nu \partial_1^2 w + R^2 \chi_{22}^0 \right]; \\
 H &= D_0 c^2 (1 - \nu) \left[\partial_1 (\partial_2 w - \nu) + R^2 \chi_{12}^0 \right].
 \end{aligned} \tag{6}$$

Функції φ_j, ψ_j є ключовими функціями задачі, так як знаходження величин, що характеризують напружено-деформований стан оболонки, зводиться, як це видно з (5) та (6), до дії на них відповідних лінійних диференціальних операторів. Для визначення цих ключових функцій скористаємось 2π періодичним фундаментальним розв'язком [4, 12] рівняння

$$D\Phi = \delta(\alpha - \xi)(\beta - \theta). \tag{7}$$

З цією метою замінимо $\delta(\beta - \theta)$ її формальним розкладом в тригонометричний ряд

$$\delta_{2\pi}(\beta - \theta) = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \cos n(\beta - \theta) \right]. \tag{8}$$

і відповідно розв'язок рівняння (7) шукатимемо у вигляді

$$\Phi(\alpha, \beta, \xi, \theta) = \frac{1}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \left(1 - \frac{\delta_{on}}{2} \right) \Phi_n(\alpha, \xi) \cos n(\beta - \theta). \tag{9}$$

Тут δ_{on} – символ Кронекера. Підставляючи тепер (8), (9) в рівняння (7) і прирівнюючи коефіцієнти при однакових косинусах, отримуємо звичайні диференціальні рівняння для визначення функцій $\Phi_n(\alpha, \xi)$

$$D_n \Phi_n(\alpha, \xi) = \delta(\alpha - \xi), \tag{10}$$

де

$$D_n = \frac{d^8}{d\alpha^8} - 4n^2 \frac{d^6}{d\alpha^6} + [6n^4 + c^{-2}] \frac{d^4}{d\alpha^4} - 4n^2 (n^2 - 1)^2 \frac{d^2}{d\alpha^2} + n^4 (n^2 - 1)^2.$$

Використовуючи перетворення Фур'є, розв'язок рівняння (10) зобразимо так:

$$\begin{aligned}
 \Phi_0(z) &= \frac{c^2 |z|^3}{12} - \frac{c^2 \sqrt{2c}}{4} \exp\left(-\frac{|z|}{\sqrt{2c}}\right) \left(\cos \frac{z}{\sqrt{2c}} + \sin \frac{|z|}{\sqrt{2c}} \right), \\
 \Phi_n(z) &= \frac{1}{L_n} \sum_{j=1}^2 \frac{1}{g_{jn}} \exp(-a_{jn} |z|) (R_{jn} \cos b_{jn} z + T_{jn} \sin b_{jn} |z|) \quad n \geq 1.
 \end{aligned} \tag{11}$$

Тут

$$R_{jn} = \frac{b_{jn}C_{jn} - a_{jn}B_{jn}}{a_{jn}^2 + b_{jn}^2}, \quad T_{jn} = \frac{a_{jn}C_{jn} - b_{jn}B_{jn}}{a_{jn}^2 + b_{jn}^2};$$

$$B_{1n} = 2(P_{2n} - P_{1n})g_{1n}, \quad B_{2n} = 2(P_{1n} - P_{2n})g_{2n};$$

$$C_{1n} = (P_{2n} - P_{1n})^2 + g_{2n}^2 - g_{1n}^2, \quad C_{2n} = (P_{1n} - P_{2n})^2 + g_{1n}^2 - g_{2n}^2;$$

$$L_n = 2(B_{1n}^2 + C_{1n}^2), \quad P_{jn} = a_{jn}^2 - b_{jn}^2, \quad g_{jn} = 2a_{jn}b_{jn},$$

де a_{jn} , b_{jn} – відповідно уявна та дійсна частина комплексних коренів характеристичного рівняння.

$$y^8 + 4n^2 y^6 + (6n^4 + c^{-2}) y^4 + 4n^2 (n^2 - 1) y^2 + n^4 (n^2 - 1)^2 = 0, \quad (12)$$

які, застосовуючи теорему Штурма, можна записати у вигляді

$$y_{1,2,3,4} = \pm(b_{1n} \pm ia_{1n}), \quad y_{5,6,7,8} = \pm(b_{2n} \pm ia_{2n}). \quad (13)$$

При $n = 1$ рівняння (12) має чотирикратний нульовий корінь, тобто $a_{11} = b_{11} = 0$. В цьому випадку розв'язок має вигляд

$$\begin{aligned} \Phi_1(z) = & \left[\exp(-a_{21}|z|) (R_{21} \cos b_{21}\alpha + T_{21} \sin b_{21}|\alpha|) / g_{21} + \right. \\ & \left. + 2(z^2 (P_{21}^2 + g_{21}^2) / 12 + P_{21}) |z| \right] / L_1. \end{aligned} \quad (14)$$

Використавши фундаментальний розв'язок (9), отримуємо формули для визначення ключових функцій φ_i , ψ_i .

Ключові функції φ_i , ψ_i запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_j(\alpha, \beta) &= \varphi_j^0(\alpha, \beta) + \varphi_j^*(\alpha, \beta); \\ \psi_j(\alpha, \beta) &= \psi_j^0(\alpha, \beta) + \psi_j^*(\alpha, \beta). \end{aligned} \quad (15)$$

Функції φ_i , ψ_i , визначаються за допомогою фундаментального розв'язку рівняння (7), якщо в операторі D зберігти тільки старші похідні:

$$D^0 \Phi^0(\alpha, \beta, \xi, \theta) = \delta(\alpha - \xi) \delta(\beta - \theta). \quad (16)$$

2π – періодичний розв'язок рівняння (16) з використанням перетворення Фур'є отримуємо у вигляді:

$$\Phi^0(\alpha, \beta, \xi, \theta) = \frac{k}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \left(1 - \frac{\delta_{on}}{2} \right) \Phi_n^0(\alpha - \xi) \cos kn(\beta - \theta). \quad (17)$$

Система інтегральних рівнянь. Підставляючи вирази для зусиль та моментів в умови на берегах фіктивної тріщини (1) і враховуючи, що [28, 32]:

$$\sum_{n=1}^{\infty} e^{-kn|x|} \sin kn\beta = \frac{1}{2} \frac{\sin k\beta}{\operatorname{sh} kz - \cos k\beta}, \quad \frac{d}{dx} u(|x|) = \frac{du}{dx} \operatorname{sgn} x;$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} e^{-kn|z|} \cos kn\beta = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{sh} k|z|}{\operatorname{ch} kz - \cos k\beta} - \frac{1}{2};$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} kn e^{-kn|z|} \sin kn\beta = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{sh} k|z| \sin k\beta}{(\operatorname{ch} kz - \cos k\beta)^2};$$

$$\lim_{\beta \rightarrow 0} \left[\frac{1}{2} \frac{\operatorname{sh} |z|}{\operatorname{ch} z - \cos \beta} \right] = \frac{1}{2} \operatorname{cth} \frac{|z|}{2}, \quad \frac{d}{dx} \operatorname{sgn} x = 2\delta(x);$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} kn e^{-kn|z|} \cos kn\beta = \frac{1}{2} \frac{\operatorname{ch} kz \cos k\beta - 1}{(\operatorname{ch} kz - \cos k\beta)^2} + \pi\delta(z)\delta(\beta), \quad (18)$$

після деяких перетворень, отримуємо систему чотирьох сингулярних інтегральних рівнянь для визначення шуканих функцій $[u'(\xi)]$, $[v'(\xi)]$, $[w'(\xi)]$, $[\theta_2(\xi)]$. Ця система розпадається на дві незалежні системи рівнянь. Перша система

$$\sum_{j=1,2} \int_{-\alpha_j}^{\alpha_j} F_j(\xi) K_{ij}(\xi - \alpha) d\xi = f_i^*(\alpha), \quad |\alpha| < \alpha_1, \quad i = 1, 2 \quad (19)$$

відповідає випадку, коли оболонка знаходиться під симетричним відносно тріщини навантаженням, тобто $f_3 = f_4 = 0$, друга система

$$\sum_{j=3,4} \int_{-\alpha_j}^{\alpha_j} F_j(\xi) K_{ij}(\xi - \alpha) d\xi = f_i^*(\alpha), \quad |\alpha| < \alpha_1, \quad i = 3, 4 \quad (20)$$

відповідає антисиметричному навантаженню, тобто $f_1 = f_2 = 0$.

Перетворимо систему (19) до системи інтегральних рівнянь з ядрами Коші. Для цього введемо нові змінні $u = \xi / \alpha_1$, $s = \alpha / \alpha_1$. Після деяких перетворень систему (19) запишемо

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 \frac{\Omega_m(\alpha_1 u)}{u - s} du = G_m(s), \quad |s| < 1, \quad m = 1, 2. \quad (22)$$

Із зображення (22) бачимо, що ядра отриманої системи інтегральних рівнянь складаються із сингулярного ядра Коші та регулярної частини. Сингулярні інтеграли приймаються, як головне значення за Коші

$$\int_{-1}^1 \frac{\Omega_m}{u - s} du = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[\int_{-1}^{s-\varepsilon} \frac{\Omega_m(u)}{u - s} du + \int_{s+\varepsilon}^1 \frac{\Omega_m(u)}{u - s} du \right], \quad s \in [-1, 1]. \quad (23)$$

Розв'язки систем сингулярних інтегральних рівнянь (19), (20) повинні задовольняти умови

$$\int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} F_m(\xi) d\xi = 0 \quad (m = 1, 2, 3, 4), \quad \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} F_4(\xi) d\xi d\xi = 0, \quad (24)$$

які забезпечують неперервність перемішень та кутів повороту у вершинах тріщин і впливають із співвідношень (3).

Побудова розв'язку системи сингулярних інтегральних рівнянь.
Зупинимось на випадку, коли оболонка і береги тріщин завантажені лише симетричними відносно лінії тріщини зусиллями та моментами, тобто $f_3 = f_4 = 0$. Тоді задача про напружений стан оболонки з поздовжньою тріщиною зводиться до сумісного розв'язання системи сингулярних інтегральних рівнянь (22), умов (24), умови пластичності та умов обмеженості напружень.

При побудові розв'язку системи сингулярних інтегральних рівнянь з розривними функціями в правих частинах використаємо метод, запропонований в роботі [11] для одного рівняння аналогічного типу. З цією метою шукані функції Ω_m запишемо у вигляді суми

$$\Omega_m(s) = h_m(s) + \psi_m(s) \quad (m = 1, 2). \quad (25)$$

Тут $h_m(s)$ – розв'язок системи рівнянь

$$\sum_{j=1}^2 a_{ij} \int_{-1}^1 \frac{h_j(t)}{t-s} dt = f_i(s), \quad |s| \leq 1 \quad (i = 1, 2). \quad (26)$$

Для випадку, коли оболонка і береги тріщин завантажені симетрично відносно лінії $\alpha = 0$, шукані функції будуть непарні і тому розв'язок системи сингулярних інтегральних рівнянь можна звести до розв'язання системи алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned} \varphi_i^{(p)}(t) &= \sum_{v=1}^{n_c/2} A_{i, 2v-1}^{(p)} T_{2v-1}(t); \\ A_{i, 2v-1}^{(p)} &= \frac{4}{nc} \sum_{l=1}^{n_c/2} \varphi_{iv}^{(p)} \cos[(2v-1)\mathcal{G}_l]; \\ \varphi_{iv}^{(p)} &= \varphi_i^{(p)}(\cos \mathcal{G}_v), \quad i = 1, 2, \quad p = 0, 1, 2, \quad l = \overline{1, n_c/2}, \end{aligned} \quad (27)$$

де $\varphi_{iv}^{(p)}$ – значення шуканих функцій у вузлових точках, визначаються із системи

$$\sum_{j=1}^2 \sum_{v=1}^{n_c/2} (\alpha_{iv}^{ij} \varphi_{jv}^{(p)}) = g_{il}^{(p)}. \quad (28)$$

Інтегруючи отриманий розв'язок, розкриття тріщини $\delta(\alpha, \gamma)$ в довільній її точці визначимо за формулою:

$$\delta(\alpha, \gamma) = [\nu(\alpha / \alpha_1)] + \gamma[\theta_2(\alpha / \alpha_1)], \quad |\alpha| < \alpha_1, \quad |\gamma| < h. \quad (29)$$

Привівнявши праву частину (29) до величини критичного розкриття тріщини δ_c , яке при заданих умовах навоколишнього середовища та швидкості деформації є константою матеріалу [8, 10], прийдемо до критеріального співвідношення, яке встановлює зв'язок між зовнішнім навантаженням, довжиною тріщини, геометричними та фізико-механічними параметрами оболонки в умовах гранично-рівноважного стану.

Результати числового аналізу. Числовий аналіз проводився для оболонки, що знаходиться під внутрішнім тиском інтенсивності p ($M_2^0 = 0, N_2^0 = R_p$) при таких значеннях параметрів: $h/R = 0,01$; $\nu = 0,3$. Використовувалась умова пластичності Треска у вигляді умови пластичності поверхневого шару. Під час обчислень перевірялась умова відсутності контакту берегів тріщин $\delta(\alpha, \gamma) > 0$. Регулярна частина ядер, що зображена безмежними рядами, обчислювалась з похибкою не більшою 0,1%. Розв'язок системи інтегральних рівнянь контролювався шляхом порівняння результатів при $n_c = \bar{N}$ та $n_c = 2\bar{N}$. Відносна похибка не перевищувала 1%. Допустима похибка виконання умови пластичності задавалась в границях 10^{-2} . Система лінійних алгебраїчних рівнянь (28) розв'язувалась блочним методом.

На рис. 1 показано залежність параметра $\tau_0 = l_0 / l_1$, що визначає розмір пластичної зони, а на рис. 2 – відносного розкриття тріщини в її вершині $\delta_i^* = \delta(l_0 / R, 0) E / (l_0 \sigma_T)$ від відносної довжини реальної тріщини l_0 / R для різних значень відносного зовнішнього навантаження ($n^0 = pR / (2h\sigma_T)$). Цифрами показано рівень навантаження: $1 - n^0 = 0,1$; $2 - n^0 = 0,2$; $3 - n^0 = 0,3$; $4 - n^0 = 0,6$. Як бачимо з рисунків, розкриття тріщини та довжина пластичних зон монотонно зростають зі збільшенням $2l_0$ та n^0 .

Розкриття тріщини визначалось на серединній поверхні оболонки ($\gamma = 0$). Розкриття вершини тріщини обчислене на зовнішній ($\gamma = h$) чи внутрішній ($\gamma = -h$) поверхнях оболонки відрізнялось від приведеного на рис. 2 менше ніж на 2%.

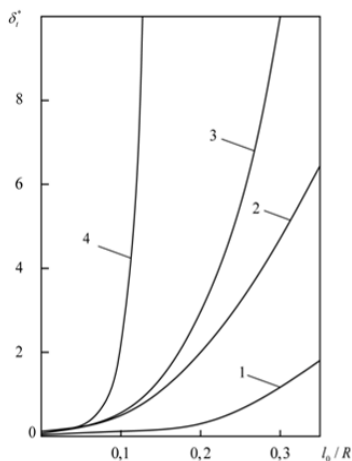
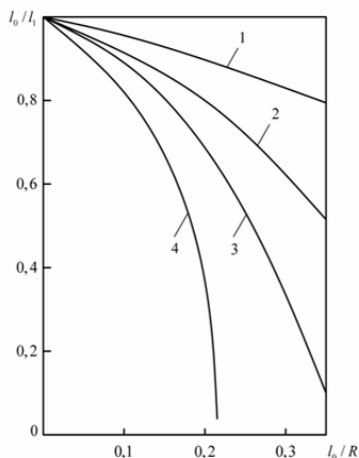


Рис. 1 - Залежність параметра $\tau_0 = l_0 / R$ Рис. 2 - Залежність параметра $\tau_0 = l_0 / R$

Числовий аналіз показав, що для $M_2^0 \geq 0, IhN_2^0$ наступає контакт берегів тріщини, тобто $\delta(\alpha, \gamma) \leq 0$. В цей же час порівняння $\delta(\gamma, \alpha)$ для $\gamma = 0$, $\gamma = h$ та $\gamma = -h$ показало, що другий доданок у формулі (58) малий в порівнянні з першим.

Це означає, що $[\theta_2(\alpha)]$ мале в порівнянні з $[u_2]$ і відповідно згинний момент M , що викликаний кривиною оболонки за відсутності M_2^0 ($M_2^0 = 0$) малий в порівнянні з hN . Тому умови пластичності можна записати у вигляді:

$$\frac{N}{2h} = \sigma_2 = \sigma_T, \tag{30}$$

а систему сингулярних інтегральних рівнянь як одне інтегральне рівняння типу Коші:

$$\frac{1}{4\pi} \int_{-1}^1 \frac{F_1(\alpha, u)}{u-s} du = \frac{f_1(\alpha, s)}{Eh} - \frac{1}{4\pi} \int_{-1}^1 F_1(\alpha, u) \Psi_{11}^0[\alpha_1(u-s)] du \tag{31}$$

Висновки. Метод зведення задач про граничну рівновагу пружно-пластичних оболонкових елементів конструкцій з тріщинами застосовано для дослідження ізотропних циліндричних із взаємодіючими наскрізними тріщинами. На прикладі задачі про напружений стан замкнутої циліндричної оболонки апробовано методику зведення пружно-пластичної задачі до системи чотирьох

нелінійних сингулярних інтегральних рівнянь. В отриманій системі інтегральних рівнянь невідомі границі інтегрування, а праві частини – розривні функції, які містять невідомі величини зусиль і моментів, що діють в пластичних зонах. Побудовано алгоритм числового розв’язування таких систем інтегральних рівнянь сумісно з умовами пластичності Треска або Мізеса, умовами однозначності переміщень та умовами обмеженості зусиль і моментів біля вершин тріщин. Розглянуто випадки:

- оболонка знаходиться під дією внутрішнього тиску;
- на оболонку одночасно діють внутрішній тиск і поздовжній розтяг.

Числовий аналіз показав, що розтяг вздовж тріщини може впливати на її розкриття і, відповідно, на міцність оболонкової конструкції.

Література

1. Довбня Е.Н. Система прямолинейных трещин в пологой ортотропной оболочке произвольной кривизны / Е.Н. Довбня, В.П. Шевченко // Теор. и прикл. мех. – 1984. – № 15. – С. 48 – 53.
2. Здолбіцька Н.В. Напружено-деформований стан тонкої ортотропної плити на трипараметричній пружній основі / Н.В. Здолбіцька, М.В. Десяцький // Вісник донецького національного університету, Сер. А: Природничі науки. – 2009. – Вип. 1. – С. 134 – 140.
3. Каландия А.И. Математические методы двумерной упругости / Каландия А.И. – М: Наука, 1973. – 304 с.
4. Максимович В.М. Дослідження процесу підростання криволінійних втомних тріщин у кругових пластинках при стиску / В.М. Максимович, Я.В. Максимович // Наукові нотатки, Міжвузівський збірник (за напрямом „Інженерна механіка”), вип. 19 – Луцьк. – 2007. – С. 178 – 189.
5. Максимович В.М. Метод неоднорідних розв’язків в задачах теорії пружності для шару / В.М. Максимович, В.І. Шваб’юк, Р.О. Сорока // Наукові нотатки. – Луцьк: держ. техн. ун-т, 1999. – Вип.5. – С.149–159.
6. Николишин М.М. Гранична рівновага трансверсально-ізотропної пружно-пластичної сферичної оболонки з двома колінеарними тріщинами / М.М. Николишин, Є.М. Федюк, Ю.П. Фещук // машинознавство. – 2004. – №7. – С. 17 – 20.

7. Осадчук В.А. О критерии распространения трещин в замкнутых цилиндрических оболочках / В.А. Осадчук // Докл. АН УССР. – 1979. – Т. 246, № 2. – С. 290 – 293.

8. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / Панасюк В.В. – Киев: Наук. думка, 1991. – 416 с.

9. Підстригач Я.С. Температурні напруження в оболонках / Я.С. Підстригач, С.Я. Ярема – Київ: Вид-во АН УРСР, 1961. – 212 с.

10. Erdogan F. Plastic strip model for thin shells / Erdogan F. // Prospects Fract. Mech.– Leyden, 1974. – P. 609 – 617

11. Loakimidie N.I. The numerical solution of crack problems in plane elasticity in the case of loading discontinuities / Loakimidie N.I. // Eng. Fract. Mech. – 1980. –13. № 4. – P. 709 – 716.

12. Sanders J.L. Dugdale model for circumferential through-crack in pipes loaded by bending / Sanders J.L. // Int. J. Fract. –1987. – 34, № 1. – P. 71 – 81.

Рецензент д.т.н., проф. П.П. Савчук

УДК 621.33

© Р.І. Чвартацький, к.т.н., І.І. Чвартацький, А.В. Грабар
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ШНЕКОВИХ ПОДРІБНЮВАЧІВ І ЗМІШУВАЧІВ

Приведено нові конструкції змішувачів сипких матеріалів і кормових сумішей в агропромисловому комплексі з розширеними технологічними можливостями. Представлені аналітичні залежності для визначення конструктивних і технологічних параметрів.

ПОДРІБНЕННЯ, ЗМІШУВАННЯ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН

Постановка проблеми. Важливою умовою зниження собівартості виробництва конкурентоспроможної продукції тваринництва є годівля тварин і птиці повноцінними кормами, збалансованими та поживними речовинами, вітамінами та мікроелементами. Особливе місце при цьому займає збагачення кормів біологічно активними кормовими добавками (БАКД), які дозволяють підвищити перетравлюваність кормів на 20-25%, скоротити їх витрати

на одиницю продукції до 20%, реалізувати генетичний потенціал порід тварин і птиці.

Аналіз останніх результатів досліджень. Основи конструювання та дослідження гвинтових змішувачів заклали такі вчені: Макаров Т.О. [1], Ревенко І.І., Кукта В.М. [2], Белянчиков М.М. [3], Яворський А.А. [4] та багато інші. Проте розробка кожної окремої конструкції гвинтового змішувача має свою специфіку особливо при наданні їм можливостей виконання додаткових операцій, що зумовлює потребу в їх подальшому дослідженні і конструюванні.

Мета дослідження. Метою роботи є розроблення нових конструкцій гвинтових змішувачів з розширеними технологічними можливостями і розроблення теоретичних передумов для визначення технологічних параметрів.

Результати дослідження. Необхідну довжину шнекового змішувального робочого органу за умови заданої дисперсії часу перебування частинок у змішувачі визначається з залежності [1]:

$$L = \sqrt{\frac{2D_L t}{S'}} \quad (1)$$

де D_{L0} – коефіцієнт повздожнього змішування сипких матеріалів; \bar{t} – час, необхідний для зниження ... на вході до заданої величини, с; S' – відносна дисперсія часу перебування частини у змішувачі.

Обсяг фактичного перемішування $V_{\phi\delta}$ можна визначити за допомогою формули [2]:

$$V_{\phi\delta} = \frac{Q\Delta t_n}{\rho_c}, \quad (2)$$

де Q – продуктивність змішувача, кг/с; Δt_n – тривалість змішування (проміжок часу від появи від появи контрольного компонента до максимального його значення), с; ρ_c – насипна щільність суміші, кг/м³.

Величину подачі матеріалу у змішувачах через вихідний отвір можна визначити за допомогою формули:

$$Q = 0,013[(D + 2\lambda)^2 - d^2]sn\rho\beta l, \quad (3)$$

де D – діаметр шнека, м; d – діаметр вала гвинта, м; λ – радіальний зазор між зовнішньою кромкою гвинта і внутрішньою поверхнею кожуха шнека, м; s – крок шнека, $n = (0,8-1,2)D$; n – частота обертання шнека, с⁻¹, для рухомих матеріалів становить 0,66-1,3 с⁻¹, для матеріалів зниженої рухомості 0,33-0,66 с⁻¹; ρ – коефіцієнт наповнення (0,8-1); l – коефіцієнт, який враховує зменшення величини подачі шнекового дозатора від кута нахилу φ його до горизонту (при $\varphi = 10, 20, 30, 40^\circ$ відповідно $l = 0,8; 0,65; 0,58; 0,52$).

Величину подачі можна регулювати зміною частоти обертання шнека і регулюванням засувки у входній частині.

Потужність, необхідна для привода шнека, визначається за формулою [3]:

$$N = \frac{Q}{36710^3 \eta} (L_x \omega + H) K, \quad (4)$$

де, L_x - горизонтальна проекція шляху переміщення, м; ω - коефіцієнт опору переміщенню матеріалу в корпусі дозатора; H - висота піднімання, м; K - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя у підшипниках (1,1 - 1,2); η - ККД привода.

Для визначення степені θ однорідності змішаних матеріалів на основі аналізу взятих проб використовують різні формули, з яких найбільш поширена є формула А.А.Лапшина:

$$\text{при } B_i < B_0 \theta = \sum (B_i / B_0) / n, \quad (5)$$

$$\text{при } B_i > B_0 \theta = \sum [2(B_0 - B_i) / B_0] / n,$$

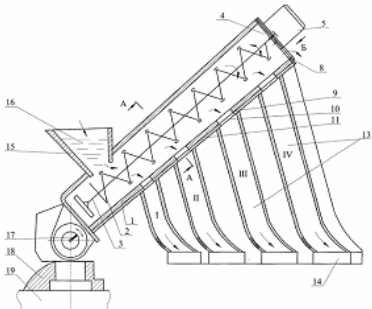
де n - число проб; B_i - доля меншого компонента в пробі; B_0 - доля меншого компонента в ідеальній пробі.

Виходячи із формули (5) можна вивести, що степінь однорідності буде:

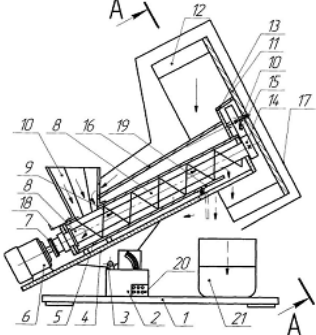
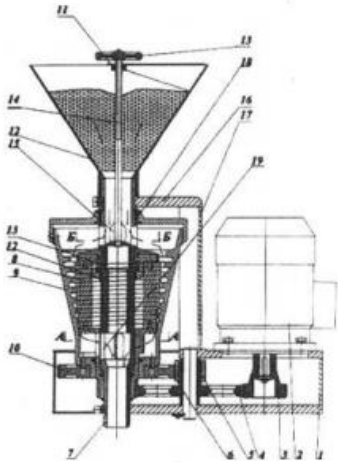
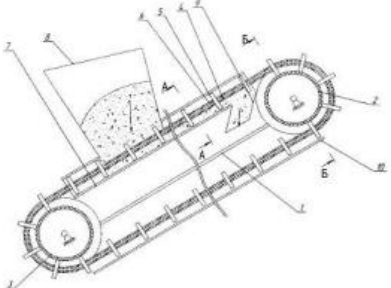
$$\theta = 100 \sqrt{\sum (B_i - B_0)^2 / (n-1) B_i}. \quad (6)$$

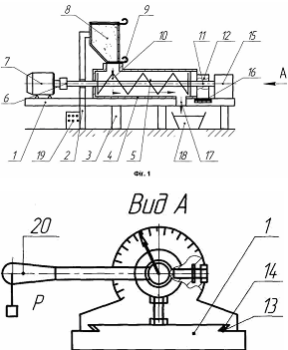
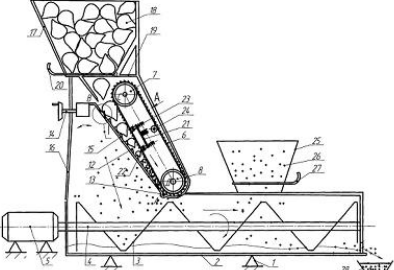
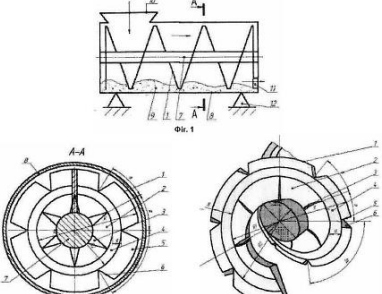
В таблиці приведені нові конструкції шнекових змішувачів і подрібнювачів кормових сумішей тварин.

Таблиця – Нові конструкції шнекових змішувачів і подрібнювачів кормових сумішей тварин

№ з/п	Конструктивно-технологічні схеми подрібнювачів і змішувачів	Назва розробки
1	2	3
1		Гвинтовий класифікатор №36344. 27.10.2008 Бюл. №20

Продовження табл.

1	2	3
2		<p>Змішувач гвинтовий з піднімально-пересипним механізмом №62656. 12.09.2011 Бюл. №17</p>
3		<p>Роторно-шнекова дробарка №60547 25.06.11 Бюл. № 12</p>
4		<p>Скребоквий транспортер №65907 26.12.2011 Бюл. №24</p>

1	2	3
5		<p>Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органу №30397 25.02.2008 Бюл. № 4</p>
6		<p>Установка для подрібнення і змішування корму № 55150 10.12.2010 Бюл. №23</p>
7		<p>Широкострічковий гвинтовий робочий орган змішувача №33366 25.06.2008 Бюл. 12</p>

Висновки. В результаті проведених досліджень розроблені нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів, сформовано методи розв'язання задачі, які забезпечують покращення параметрів технологічних процесів змішування і удосконалення конструкції оснащення, а також представлено аналітичні залежності для визначення конструктивних і технологічних параметрів.

Література

1. Макаров Ю.М. Аппараты для смешивания сыпких материалов. / Макаров Ю.М. М.: Машиностроение. 1973. - 216 с.
2. Механізація виробництва продукції тваринництва/[І.І.Ревенко, Г.М. Кукта, В.М. Манько, В.Д. Роговий і ін.]; за ред. І.І. Ревенка.- К.: Урожай. 1994 - 264с.
3. Белянчиков М.М. Механізація тваринництва: посібник для с.г. технікумів./ Белянчиков М.М., Смирнов А.І., - Київ: Вища школа. Головне видавництво, 1980. - 376с.
4. Яворский А.А. Механизация и электрификация животноводства / Яворский А.А., Ниженковский В.Н., Карпенко С.А. Учеб. Пособие для с.х. техникумов. - 2-е издание, - Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1982. - 400с.
5. Пат. 36344 Україна, МПК ВОЗВ 5/52, Гвинтовий класифікатор/ Гевко І.Б. і ін.; заявник і патентовласник Гевко І.Б. - u200805573; заявл. 29.04.2008; опубл. 27.10.2008 Бюл. № 20, 2008.
6. Пат. 55150 Україна, МПК В02С 18/00, Установка для подрібнення і змішування корму/ Чвартацький Р.І. і ін.; заявник і патентовласник Чвартацький Р.І.-201005417; заявл. 05.05.2010; опубл. 10.12.2010 Бюл. №23,2010.
7. Пат. 30397 Україна, МПК В65G 33/00, Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа/ Гевко І.Б. і ін.; заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя - 200712075; заявл. 01.11.2007; опубл. 25.02.2008.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н., О.Б.Загвоздін

Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ В КОНІЧНО-СПІРАЛЬНОМУ СЕПАРАТОРІ КАРТОПЛЕКОПАЧА

У статті наведено опис конічно-спірального сепаратора картоплекопача, методика визначення коефіцієнта сепарації вороху та числові його значення для супіщаного ґрунту і чорнозему.

ГРУНТ, ВОРОХ, БУЛЬБИ, КОНУС, СПІРАЛЬ, ВИТОК, СЕПАРАТОР, ЛЕМІШ, ПРУЖИНА, КОЕФІЦІЄНТ, СЕПАРАЦІЯ.

Постановка проблеми. В задоволенні потреб населення України в продуктах харчування, а промисловості в сировині, значна роль відводиться картоплі. Для її викопування на Україні широко використовують картоплекопач КСТ-1,4 [1,2,3]. Аналіз його конструктивно-технологічної схеми показує, що він має один серйозний недолік – під час сходження бульб з елеватора на поверхню поля разом з нею сходять і частини непорушеного ґрунту, який присипає її зверху, внаслідок чого різко зростають втрати врожаю. У зв'язку з цим господарники, з метою збору всього врожаю, змушені ще раз по тому ж самому полю пропускати картоплекопач, а це призводить до додаткових значних грошових і трудових витрат.

Намагання поліпшити процес сепарації вороху шляхом збільшення довжини елеватора бажаних результатів не дає [3,4]. Однак це різко збільшує не тільки матеріаломісткість процесу, але і його енергомісткість. В той же час аналіз сучасних технологій і конструктивно-технологічних схем машин для збирання картоплі показує, що найбільш перспективним напрямком їх вдосконалення є синтез традиційних операцій підкопування пласта з нетрадиційними операціями сепарації вороху і відповідне застосування робочих органів для їх реалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених питанням викопування картоплі картоплекопачами показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1-7] розроблені і запропоновані відповідні рекомендації, які знайшли своє практичне застосування під час розробки сучасних картоплекопачів.

Однак, питання, що стосуються безпосередньо визначення коефіцієнта сепарації вороху в конічно-спіральному сепараторі в

літературних джерелах не висвітлювались, що створює певні труднощі під

час обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів.

Метою дослідження є отримання числових значень коефіцієнта сепарації вороху в спіральному сепараторі.

Результати досліджень. До нетрадиційного, але на нашу думку перспективного способу сепарації вороху, варто віднести просіювання маси в спіральному конусі, що обертається навколо осі нахилений під деяким кутом до горизонту. Схема такого картоплекопача наведена на рис.1.

Основною конструктивною особливістю такого картоплекопача є те, що з метою інтенсифікації процесу сепарації вороху на кінці традиційного лемеша встановлено подовжувач виконаний у вигляді гребінки, крізь яку частинки ґрунту в момент сходу з лемеша і переходу в спіральний конус просіюються на поверхню поля. Крім цього, кінець лемеша встановлюється відносно внутрішньої поверхні сепаратора на деякій висоті h . Таке рішення забезпечує падіння пласта на спіральну поверхню і його руйнування, внаслідок чого він розпадається на дрібні частинки, які під час обертання конуса переміщуються в коловому і осьовому напрямках, що сприяє інтенсифікації процесу сепарації вороху.

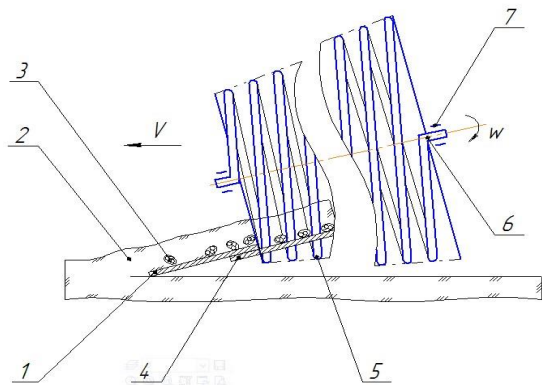


Рис.1 – Схема технологічного процесу картоплекопача з кінчно-спіральним сепаратором: 1 – леміш; 2 – пласт; 3 – бульба; 4 – гребінка; 5 – спіральний сепаратор; 6 – цапфа; 7 – підшипниковий вузол

Технологічний процес розробленого картоплекопача протікає наступним чином. Під час руху картоплекопача леміш 1 підкопує пласт

2 з бульбами 3 і він поступає на подовжувач лемеша – гребінку 4. Тут відбувається часткове просіювання дрібних часток вороху. З гребінки пласт падає на спіраль 5 і руйнується. При цьому ворох, внаслідок кругового і осевого переміщення, інтенсивно перемішується, подрібнюється і просіюється між витками спіралі. Таким чином, дрібні частинки ґрунту і рослинні рештки падають на поверхню поля. При цьому бульби лягають вузьким рядком і не присипаються ґрунтом, що зручно для подальшого їх підбору.

Ефективність робочого процесу такого картоплекопача залежить від коефіцієнта сепарації вороху ε – чим вище його значення, тим вища якість роботи. На нашу думку значення коефіцієнта просіювання можна визначити у відповідності з розробленою нами методикою за допомогою лабораторної установки, схема якої наведена на рис.2.

Установка включає спіральний сепаратор 1 виготовлений у вигляді циліндричної пружини, що має діаметр 0,5м і довжину 1м. Витки спіралі виготовлені з проміжками 0,02 м з металевого прутка, діаметр якого становить 8 мм. Сепаратор встановлено на двох напрямних брусках 2 по верх яких розстелено брезент 3. З зовнішньої сторони вздовж бруска встановлено збірний лоток 4.

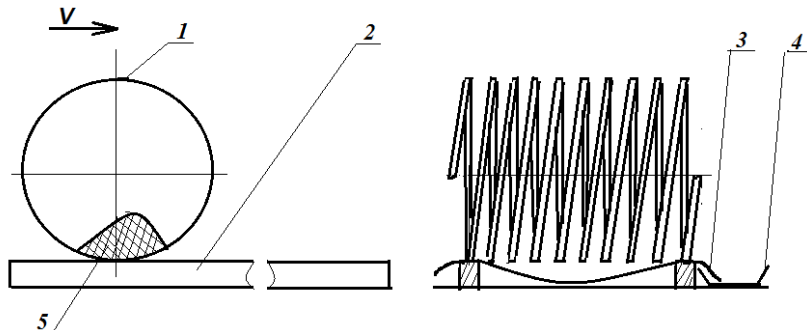


Рис.2 – Схема лабораторної установки для визначення коефіцієнта сепарації вороху: 1 – спіральний сепаратор; 2 – брусок; 3 – брезент; 4 – лоток; 5 – ворох

З метою забезпечення чистоти досліді до його початку готували порції ґрунту. Для цього засипали ґрунт в спеціальні жолоби, профіль яких співрозмірний з профілем забірника, злегка ущільнювали, поливали водою, після чого за допомогою скребка з півкруглим внутрішнім вирізом зверху формували гребінь. Потім засипаний ґрунт розділяли спеціально виготовленим шпателем на рівні

порції довжиною 0,3м і залишали на 20 діб для підсихання. Підготовлені таким чином порції за своїм фізичним станом наближались до природного стану ґрунту, що знаходиться в грядках на момент викопування картоплі.

Дослідження проводили на двох типах ґрунту – супіщаному і чорноземі при вологості 18% з трикратною повторюваністю наступним чином. Спеціальним забірником, об'єм якого вміщує близько 5 кг ґрунту, з жолоба відбирали дослідний зразок, встановлювали його на вагу, зважували і при необхідності досипали ґрунт або знімали зайвий, з тим, щоб маса порції становила 5кг з відхиленням $\pm 3г$. Підготовлену порцію ґрунту вкладали всередину сепаратора 1 і перекичували його по напрямних рейках 2, наприклад в праву сторону, до тих пір, поки ворох повністю не виходив за межі сепаратора в лоток 4. Після цього з рейок знімали сепаратор, а брезент 3 обережно згортали і зсипали з нього в ящик просіяний ворох і зважували. Аналогічним чином поступали і з ворохом, що знаходився в лотку 4.

Коефіцієнт сепарації визначали за такою формулою:

$$\varepsilon = \frac{M_1}{M_1 + M_2},$$

де M_1 – маса просіяного вороху; M_2 – маса не просіяного вороху.

Для кожного досліді проводили десятикратну повторність. Залишки вороху зважували на вазі з точністю до 3г. Результати досліджень заносили в таблицю.

Аналіз отриманих результатів досліджень показує, що коефіцієнт сепарації вороху для супіщаного ґрунту змінюється в межах 0,79...0,83, а для чорнозему 0,68...0,76. Очевидно, що в реальних умовах роботи картоплекопача коефіцієнт сепарації буде дещо вищим, оскільки під час його визначення в лабораторних умовах не було враховано руйнування пласта під час сходження з лемеша і падіння на поверхню сепаратора. Отже, ці значення можна використовувати при проектуванні спіральних сепараторів.

Висновки. Таким чином за основі отриманих результатів досліджень, можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика дає можливість з достатньою точністю визначати значення коефіцієнта сепарації для всіх типів ґрунтів.

2. Числові значення коефіцієнта сепарації вороху при вологості 18% для супіщаного ґрунту змінюються в межах 0,79...0,83, а для чорнозему від 0,68 до 0,76 і їх можна використовувати при проектуванні спіральних сепараторів.

Література

1. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Под общ. ред. Г.Е. Листопада. М., «Колос», 1976.- 752 с.
2. Верещагин Н.И., Пшеченков К.С. Рабочие органы машин для возделывания, уборки и сортировки картофеля. - М.: Машиностроение, 1965. - 266 с.
3. Верменко Я.И. Исследования сепарации почвы ротационными рабочими органами картофелеуборочных машин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - Минск: Ураджай, 1965. - Вып. 1. - С. 78 - 86.
4. Мацепуро М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля. - Минск: Гос. Изд-во, 1969. - 301 с.
5. Герасимов А.А., Прохорова М.Ф. Особенности развития технологии уборки картофеля и конструкции картофелеуборочных машин // Труды ВИМ. - М., 1978. - Т. 80. - С. 41 - 52.
6. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - 320с.
7. Картопля / В.А. Вітенко, В.С. Куценко, М.Ю. Власенко та інш.; За редакцією В.А. Вітенка, В.С. Куценка. - К.: Урожай, 1990. - 256 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І.Шваб'юк

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОВЛОВЛЮВАЧА ЗЕРНА, ЩО ВИБИВАЄТЬСЯ ПЛАНКАМИ МОТОВИЛА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

У статті наведено результати експериментальних досліджень пневмовловлювача зерна, що вибивається планками мотовила з колосоносного шару і аналітичні залежності для визначення діаметрів всмоктувального патрубка конфузора та магістрального трубопроводу пневмовловлювача, а також результати їх розрахунку.

ПНЕВМОВЛОВЛЮВАЧ, КОНФУЗОР, МОТОВИЛО, ПЛАНКА, КОЛОСОНСНИЙ ШАР, ЗЕРНО, УДАР, ЦИКЛОН, ПНЕВМОПРОВІД, ВЕНТИЛЯТОР, ПОВІТРЯ, ТИСК.

Постановка проблеми. Традиційний спосіб збирання зернових колосових культур передбачає застосування зернозбиральних комбайнів, робочий процес яких розпочинається з відокремлення планками мотовила порції стебел від основного хлібостою і їх підведення до різального апарата, а після зрізування – вкладання на платформу жниварки. Однак внаслідок ударів планок мотовила по стеблах значна частина зерна вибивається з колосків. Прості розрахунки показують, що на кожному гектарі вибивається по 6...8 ц зерна [1]. Практично ці втрати є незворотними, оскільки сучасний технічний стан зернозбиральних комбайнів не дозволяє їх усунути.

На нашу думку найбільш ефективним способом усунення цих недоліків є застосування пневмопідйому полеглого стеблостою і пневмо-вловлювання зерна вибитого планками мотовила, який ґрунтується на створенні розрідження в зоні мотовила[2]. При цьому все зерно з пневмовловлювача далі транспортується повітряним потоком до циклону. Однак раніше подібні пристрої не розроблялись і в літературних джерелах не наводяться дані з обґрунтування їх конструктивно-технологічних параметрів. А тому виникає потреба розробити саме такий пристрій і перевірити його спроможність вловлювати вибите зерно в реальних умовах, а також розробити методику розрахунку основних параметрів пневмовловлювача до яких належать, насамперед, продуктивність пневмовловлюючої установки

та діаметр всмоктувального патрубку конфузора і магістрального трубопроводу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених питанням пневмотранспортуванню різних матеріалів показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [3-7] розроблені і запропоновані відповідні рекомендації і для сільськогосподарського виробництва, які знайшли своє практичне застосування під час розробки сучасних зернозбиральних комбайнів і зерноочисних машин.

Однак, з точки зору розробки конструкції пневмовловлювача зерна, найбільший інтерес викликають тільки всмоктувальні пневматичні транспортери, які застосовують для переміщення вантажу на невеликі відстані. Але вони працюють при розрідженні 10,0...50,0 кПа, що через значні енергозатрати на реалізацію робочого процесу не сприяє впровадженню їх принципу роботи в чистому вигляді в конструкції пневмовловлювача. При цьому питання, що стосуються безпосередньо застосування пневмопідйому полеглого стеблостою і пневмовловлювання зерна вибитого планками мотовила, в літературних джерелах не висвітлювались. А тому відсутність експериментальних даних і теоретичного обґрунтування основних конструктивних параметрів пневмовловлювання зерна, зокрема таких як діаметр всмоктувального патрубку конфузора та магістрального трубопроводу, не сприяє і розробці ефективних технічних рішень для його реалізації.

Метою дослідження є експериментальна перевірка достовірності прийнятої гіпотези пневмовловлювання зерна, що вибивається планками мотовила, та встановлення аналітичних залежностей для визначення діаметра всмоктувального патрубку конфузора і магістрального трубопроводу пневмовловлювача.

Результати досліджень. На нашу думку одним з найбільш ефективних технічних рішень для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила, є пневмовловлювач [1, 2], технологічна схема якого наведена на рис.1.

Технологічний процес вловлювання зерна відбувається наступним чином. Під час руху комбайна в загінці вентилятор 6 відсмоктує з циклона 5 повітря і в ньому створюється розрідження, яке по гнучкому пневмопроводу поширюється через патрубок конфузора 3 до пневмовловлювача 1. Завдяки розрідженню полеглі стебла піднімаються, витягуються по висоті і входять в зону дії мотовила 2. При цьому зерно, яке випадає з колосків під час підйому стебел та внаслідок ударів планок мотовила 2, потоком повітря засмоктується в

циклон 5, де відбувається розподіл зерна і повітря. Тут відпрацьоване повітря з легкими домішками видаляється через верхній отвір циклону в атмосферу, а зерно опускається в нижню конічну частину циклону закритою кришкою 4.

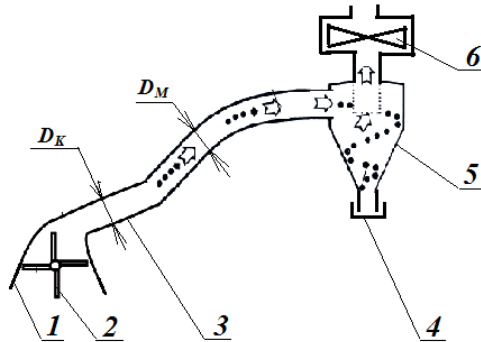


Рис.1 – Технологічна схема пневматичного вловлювача зерна, що вибивається планками мотовила комбайна: 1– пневмовловлювач; 2 – мотовило; 3 – патрубок конфузора; 4 – кришка; 5 – циклон; 6 – вентилятор

Для перевірки достовірності прийнятої гіпотези нами були проведені експериментальні дослідження. Основним матеріалом, який досліджувався в даній роботі, був стеблостій озимого ячменю Гелос та його зерна. Дослідження проводились в польових умовах в трикратній повторності відповідно до розробленої нами методики з використання експериментальної установки, загальний вид якої наведено на рис.2.

Установка складається з пневмовловлювача 14 і циклона 7, які встановлені на самохідному візку 2 і між собою з'єднані гнучким пневмопроводом 11. При цьому пневмовловлювач встановлено збоку самохідного візка на консолі (прямокутній рамці) 16, а циклон – безпосередньо на трьох опорах 6. До верхнього фланця 8 циклона приєднано патрубок з отвором, що перекривається манжетою 9, а на кінці патрубку встановлено вентилятор 10. До нижнього фланця циклона приєднано прозорий конус 5, що закривається знизу кришкою.

Переміщення установки здійснюється за допомогою лебідки 18, яка приводиться від електродвигуна 17, що живиться від акумулятора 3. Для цього канат 1 вручну розмотується з барабана лебідки і вільним кінцем з гаком кріпиться за металевий стержень, що забивається в землю. Привід мотовила 15 здійснюється клинопасовою передачею 13 від електродвигуна 12 через черв'ячний редуктор, а

вентилятор 10 циклона 7 приводиться в дію від власного електродвигуна. Всі електродвигуни постійного струму і живляться від окремих акумуляторних батарей з напругою 12В. Пуск двигунів здійснюється за допомогою вимикачів 4.

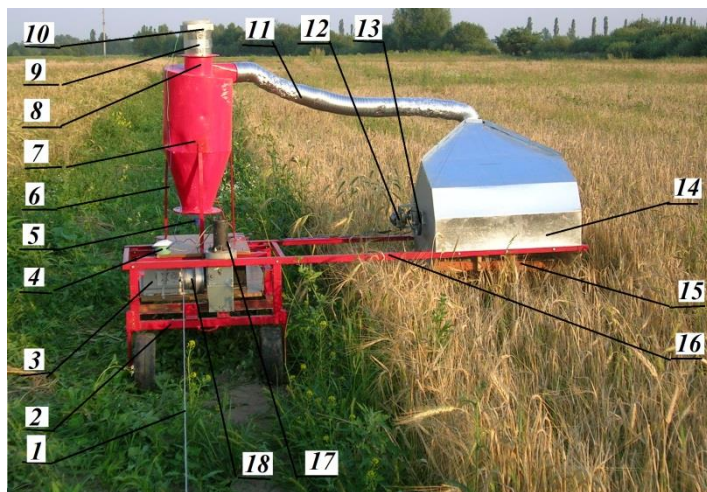


Рис. 2 – Загальний вигляд експериментальної установки для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила: 1 – канат; 2 – самохідний візок; 3 – акумулятори; 4 – вимикачі; 5 – прозорий конус; 6 – опора; 7 – циклон; 8 – патрубок; 9 – манжета; 10 – вентилятор; 11 – пневмопровід; 12, 17 – електродвигун; 13 – клиновий пас; 14 – пневмовловлювач; 15 – мотовило; 16 – консоль; 18 – лебідка

Технологічний процес протікає наступним чином. Спочатку включають вентилятор 10 циклона 7 і створюють в ньому розрідження, глибину якого регулюють зміною величини вхідного отвору на патрубку шляхом переміщення манжети 9 (рис.3а). Після цього включають електродвигун 12 приводу мотовила 15, а потім електродвигун 17 лебідки 18. Під час змотування каната (рис.3б) на барабан лебідки візок переміщується вздовж хлібостою по краю поля або стерні, а пневмовловлювач 14 рухається над колосоносним шаром хлібостою. При цьому планки мотовила відокремлюють порцію стебел від основного хлібостою і відхиляють їх в середину пневмовловлювача (рис.3в), відтворюючи тим самим робочий процес жнивarki комбайна.

Оскільки розрідження з циклона 7 по трубопроводу 11 поширюється всередину пневмовловлювача 14, то зерно, що вибивається з колосків планками мотвила, засмоктується і повітряним потоком транспортуються в циклон. Тут повітря відокремлюється від зерна і через верхній патрубок вентилятором 10 викидається в атмосферу, а зерно опускається в нижню частину циклона і накопичується в прозорому конусі 5.

Після проходження візком залікової довжини рівної 12,5 м електродвигуни приводу лебідки, мотвила і вентилятора відключали, а під нижню частину циклона підставляли лоток, відкручували кришку і зерно самопливом висипалось з конуса в лоток (рис.3г). Потім це зерно з лотка пересипали в поліетиленовий мішечок, вкладали в нього заздалегідь заготовлену бірку, на якій зазначали сорт, № досліду, № повторності, щільно закривали його і перекладали в окремий лоток для їх подальшої обробки в стаціонарних умовах.



Рис.3 – Фрагменти експериментальних досліджень пневмовловлювача: а) регулювання глибини розрідження в циклоні; б) змотування каната на барабан лебідки; в) підведення планками мотвила стебел в середину пневмовловлювача; г) пересипання зерна з циклона в лоток

На пневмовловлювачі було встановлено п'ятилопатеве мотовило діаметр якого становив 0,5м, а довжина 0,75м. Оскільки ширина вікна в нижній частині пневмовловлювача становила 0,8 м, а залікова довжина ділянки зі стеблостоєм в кожному досліді була однаковою і становила 12,5 м, то площа колосоносного шару, що піддавалась обробці планками мотовила, також була однаковою і становила 10м².

Результати досліджень показали, що із збільшенням частоти обертання мотовила з 50 об/хв. до 75 об/хв. при переміщенні візка з швидкістю 1,5 м/с маса вибитого зерна ячменю зростала з 262г до 318г, а при переміщенні візка з швидкістю 2,5 м/с маса вибитого зерна зростала з 305г до 384г. При цьому натура зерна ячменю Гелос (1000 шт. зерен) становила 60г. На основі отриманих результатів досліджень можна зробити висновок, що в реальних умовах роботи планками мотовила на кожному гектарі поля вибивається від 262кг до 384 кг зерна ячменю. Отже, ці втрати є досить значними. Єдиним шляхом їх не допущення є установка на кожному зернозбиральному комбайні пневмовловлювача, ефективність роботи якого залежить насамперед від основних його конструктивно-технологічних параметрів. До них належать, насамперед, продуктивність пневмовловлюючої установки $Q_{ТЗ}$, витрата повітря $Q_{ПОВ}$ необхідного для транспортування зерна та діаметр всмоктувального патрубку конфузора D_K і магістрального трубопроводу D_M .

Для того щоб визначити ці параметри спочатку необхідно визначити продуктивність установки з транспортування твердого матеріалу, тобто зерна. При цьому робимо припущення, що під час транспортування зерна буде допускатись незначна зміна щільності повітря вздовж трубопроводу.

Враховуючи те, що продуктивність $Q_{ТЗ}$ пневмовловлюючої установки повинна забезпечувати вловлювання всієї маси M зерна, що вибивається планками мотовила, то повинна виконуватись умова:

$$Q_{ТЗ} = M . \quad (1)$$

Очевидно, що масу зерен, яку вибивають планки мотовила можна визначити з таких міркувань. При переміщенні комбайна за 1с планки мотовила вибивають зерно з площі, яку можна визначити так:

$$S = V_K B , \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2)$$

де V_K – швидкість переміщення комбайна, м/с; B – ширина захвату жниварки, м.

Тоді загальна кількість зернин вибитих з колосків на цій площі буде становити:

$$q = S \cdot n_z \cdot N , \text{ шт.}, \quad (3)$$

де n_3 – число зерен, що в середньому вибиваються з одного колоска, шт.; N – число стебел на момент збирання, шт./м², а їх загальна маса визначається так:

$$M = \frac{q \cdot m}{1000}, \text{ кг/с,}$$

де m – натура зерна (маса 1000 шт. зерен), кг.

Останній вираз з врахуванням виразу (2) і (3) набуде вигляду:

$$M = \frac{V_K \cdot B \cdot n_3 \cdot N \cdot m}{1000}, \text{ кг/с.} \quad (4)$$

Тоді продуктивність пневмовловлюючої установки буде визначатись з врахуванням виразу (1) так:

$$Q_{T3} = \frac{V_K \cdot B \cdot n_3 \cdot N \cdot m}{1000}, \text{ кг/с.} \quad (5)$$

2. Необхідну витрату повітря визначаємо за формулою [8]:

$$Q_{Пов} = \frac{Q_{T3}}{\mu \cdot \rho_{П}}, \text{ м}^3/\text{с,} \quad (6)$$

де Q_{T3} – продуктивність пневмовловлюючої установки на транспортуванні зерна, т/год; μ – коефіцієнт масової концентрації аеросуміші. Відповідно до рекомендацій [9] для всмоктувальних установок низького і середнього вакууму коефіцієнт концентрації суміші не повинен перевищувати значення $\mu \leq 5$; $\rho_{П} = 1,127 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря при нормальному атмосферному тиску і температурі 15°C.

3. Діаметр всмоктувального патрубку конфузора визначаємо виходячи з умови забезпечення пропуску через нього розрахункової витрати повітря з розрахунковою швидкістю транспортування вловленого зерна за формулою [9]:

$$D_K = \sqrt{\frac{4Q_{T3}}{\pi V_{П}} \left(\frac{1}{\mu \cdot \rho_{П}} + \frac{1}{\beta_3 \cdot \rho_3} \right)}, \text{ м,} \quad (7)$$

де $\pi = 3,14$; $V_{П}$ – швидкість повітря в кінці всмоктувального трубопро-воду, м/с; β_3 – коефіцієнт, який враховує відношення швидкості зерна до швидкості повітря. Відповідно до даних [9] $\beta_3 = 0,35 \dots 0,85$; ρ_3 – щільність зерна кг/м³. Відповідно до даних [9] $\rho_3 = 1200 \text{ кг/м}^3$.

4. Діаметр магістрального трубопроводу пневмовловлювача, який включає n конфузоров, визначаємо виходячи з умови нерозривності повітряного потоку, що сходить в один трубопровід.

Очевидно, що транспортування зерна з незмінною розрахунковою швидкістю V від зони мотовила до місця розвантаження забезпечиться тоді, коли площа S_M магістрального трубопроводу буде рівна сумарній площі $\sum S_K$ всмоктувальних каналів всіх конфузурів, тобто $S_M = \sum S_K$.

Оскільки площа всмоктувального каналу одного конфузора

$$S_K = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4}, \text{ а сумарна площа всіх каналів}$$

$$\sum S_K = n \cdot S_K, \quad (8)$$

(тут n - кількість конфузурів, шт.), то вираз (8) з врахуванням того, що площа магістрального трубопроводу $S_M = \frac{\pi \cdot D_M^2}{4}$ набуде вигляду

$$\frac{\pi \cdot D_M^2}{4} = n \frac{\pi \cdot D_K^2}{4}, \text{ звідки знайдемо вираз для визначення діаметра магістрального трубопроводу, тобто:}$$

$$D_M = D_K \sqrt{n}, \text{ м.} \quad (9)$$

Розрахунки проведені за формулами (5), (6), (7) і (9) показують, що для комбайна з шириною жниварки $B = 4$ м, який рухається зі швидкістю $V_K = 2$ м/с по полю з стеблостоем $N = 600$ шт./м², натура зерна якого становить $m=60$ г, при цьому планки мотовила вибивають з кожного колоска по дві зернини, тобто $n_3 = 2$ шт., $\beta_3 = 0,37$ і $n = 4$ шт., продуктивність пневмовловлюючої установки становить $Q_{T3} = 0,672$ кг/с, необхідна витрата повітря $Q_{Пов} = 0,119$ м³/с, а діаметр всмоктувального патрубку конфузора і діаметр магістрального трубопроводу відповідно $D_K = 0,078$ м та $D_M = 0,156$ м.

Висновки. Таким чином, на основі аналізу результатів досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Із збільшенням частоти обертання мотовила з 50 об/хв. до 75 об/хв. маса вибитого зерна ячменю Гелос з колосового шару, розміщеного на кожній ділянці площею 10м², при переміщення візка з швидкістю 1,5 м/с зростає з 262г до 318г, а при швидкості 2,5 м/с - з 305г до 384г.

2. Втрати зерна, спричинені ударами планок мотовила в реальних умовах роботи зернозбирального комбайна, можуть сягати 262...384 кг/га.

3. Для забезпечення 100% вловлювання зерна, що вибивається планками мотвила, комбайн необхідно укомплектувати пневматичною вловлюючою установкою з продуктивністю не менше $Q_{ГЗ} = 0,672$ кг/с, витрата повітря якої повинна становити не менше $Q_{Пов} = 0,119$ м³/с, а діаметр її всмоктувального патрубку конфузора і магістрального трубопроводу - відповідно $D_k = 0,078$ м та $D_M = 0,156$ м.

Література

1. Дубровин В., Шведик Н. Анализ процесса взаимодействия планки мотвила из колосоносным слоем. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 16, № 3.p.273-278.
2. А.с. №1181590 (СССР). Способ уборки зерновых культур и зерноуборочный комбайн. Шведик Н.С. – Заявл. 14.02.83., №3552957. Опубл. в Б.И., №36. – 1985.
3. Шмат І.К., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Бондарев Є.І. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів. Навчальний посібник. – Херсон: «Олді-плюс»; 2009.- 132с.
4. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва/ П.В.Сисолін, В.М.Сало, В.М. Кропівний; За ред.. М.І.Черновола –К.: Урожай, 2001.- 384 с.
5. Босой Е.С., Вернеев О.В. и др.. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. – М.: Машиностроение, 1978. – 568с.
6. Теорія і розрахунок зернозбиральних комбайнів./К.І.Шмат, О.Є.Самарін, Є.І.Бондарев, О.В.Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс; 2009. – 256с.
7. Машини для збирання зернових та технічних культур/ За ред.. В.І.Кравчука, Ю.Ф.Мельника, - Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім.Л.Погорі-лого. – 2009. – 296с.
8. Потапов Г. П. Погрузочно-транспортные машины для животноводства: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1990.-239с.
9. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машини непрерывного транспорта.-М.: Машиностроение, 1987. - 432 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І.Шваб'юк
УДК 631.331

© М.С. Шведик, к.т.н., О.Б. Загвоздін

Луцький національний технічний університет

ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНІЧНО-СПІРАЛЬНОГО СЕПАРАТОРА КАРТОПЛЕКОПАЧА

У статті наведено обґрунтування основних параметрів конічно-спірального сепаратора картоплекопача та результати визначення раціональних значень його діаметра, а також режиму копання картоплі.

ГРУНТ, ВОРОХ, БУЛЬБИ, ГРЯДКА, КОНУС, СПІРАЛЬ, СЕПАРАТОР, ЛЕМІШ, ДІАМЕТР.

Постановка проблеми. Для викопування бульб картоплі використовують картоплекопачі. Однак, не дивлячись на те, що на даний час існує широкий спектр їх конструктивно-технологічних рішень, всі вони не в повній мірі задовольняють агротехнічні вимоги, що ставляться до картоплекопачів. Основним і найбільш характерним для них недоліком є схильність до залипання ґрунтом, присипання викопаних бульб ворохом та їх травмування.

На нашу думку усунути зазначені недоліки можна шляхом застосування нової конструкції сепаратора барабанного типу виконаного у вигляді конуса з спіральною навивкою. Такий сепаратор під час свого обертання забезпечує переміщення підкопаного пласта як по коловій траєкторії, так і в осьовому напрямку в сторону більшої основи барабана. При цьому, під час падіння пласта відбувається його руйнування, подрібнені частинки ґрунту просіюються між витками, а великі грудки разом з бульбами знову захоплюються витками і піднімаються вгору до певної висоти, після чого падають вниз на поверхню спіралі. Таке переміщення маси створює сприятливі умови для інтенсивного руйнування великих грудок до розмірів, які будуть вільно просіюватись між витками спіралі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених питанням викопування картоплі картоплекопачами показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1-6] розроблені і запропоновані відповідні рекомендації, які знайшли своє практичне застосування під час розробки сучасних картоплекопачів.

Однак, питання, що стосуються безпосередньо розробки конструкції конічно-спірального сепаратора і його розміщення відносно лемеша, в літературних джерелах не висвітлювались, що

створює певні труднощі під час вибору раціональних значень його діаметра.

Метою дослідження є встановлення залежності діаметра кінчно-спірального сепаратора від ширини лемеша та глибини залягання бульб від основи грядки.

Результати досліджень. З точки зору забезпечення якісного протікання процесу сепарації вороху і зниження металомісткості конструкції сепаратора, його діаметр повинен бути мінімальним. Для визначення діаметра сепаратора застосуємо графоаналітичний метод.

Для цього на рис.1 розглянемо схему взаємного розміщення лемеша і сепаратора, враховуючи ту конструктивно-технологічну особливість, що між кінцем перфорованої частини лемеша (гребінкою) і сепаратором повинен бути перепад висоти, необхідний для руйнування пласта під час його падіння.

Крім цього в центрі сепаратора буде розміщена цапфа необхідна для його установки у підшипниковий вузол. При цьому враховуємо те, що леміш підкопує пласт шириною $b = 0,4\text{м}$ на глибини $a = 0,22\text{м}$. Ширина міжряд є стандартною і вона становить $0,7\text{м}$. З метою спрощення розрахунків будемо вважати, що форма поперечного

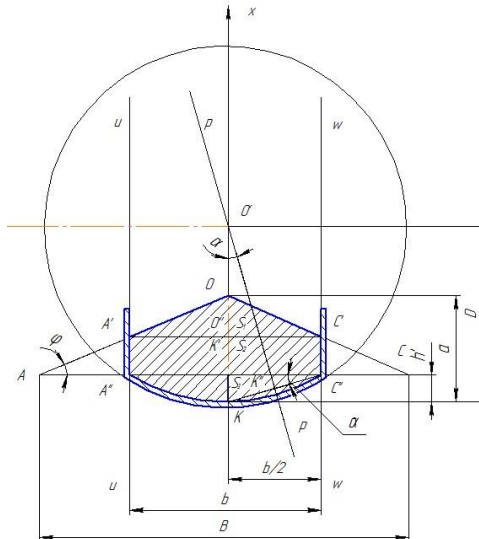


Рис. 1 – Схема до графоаналітичного обґрунтування основних параметрів лемеша і сепаратора
перерізу гребінкового рядка має вигляд рівностороннього трикутника, сторони якого нахилені під кутом φ .

Оскільки бульби розміщуються у поперечному перерізі рядка на різній глибині, то буде доцільним застосовувати леміш з циліндроїдальною поверхнею.

Отже, з врахуванням викладених обмежень і припущень, позначимо вершину гребеня точкою O , а його основу відповідно точками A і C . Максимальну глибину залягання бульб розмістимо по центру гребеня. За результатами наших досліджень максимальна глибина залягання бульб у грядці, яку позначимо символом h^I , в середньому становить 0,06м. Відмітимо цю точку буквою K , тоді на основі викладеного можемо записати, що $K^I K = h^I$ і $OK = a$.

Значення кута φ нахилу бічної поверхні рядка визначимо з ΔAOK^I або ΔCOK^I за формулою

$$\varphi = \arctg \frac{K^I O}{AK^I},$$

а враховуючи те, що $AK^I = \frac{1}{2}B$ (тут B – ширина міжрядь), і

$OK^I = OK - K^I K = a - h^I$, можемо записати, що

$$\varphi = \arctg \frac{2(a - h^I)}{B}.$$

Проведемо через основу гребеня дві паралельні січні площини $U-U$ і $W-W$ на відстані $b = 0,4$ м, рівній ширині лемеша і отримаємо польовий обріз лемеша, який позначимо точками $A^I A^{II}$ і $C^I C^{II}$. Висоту польового обрізу лемеша визначимо з $\Delta A A^I A^{II}$ за формулою:

$$A^I A^{II} = AA^I \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

де

$$AA^I = \frac{B - b}{2}.$$

Отже, з врахуванням останнього виразу формула (1) запишеться так:

$$AA^{II} = \frac{B - b}{2} \operatorname{tg} \varphi.$$

Враховуючи нерівномірність рельєфу поля і неминуче заглиблення лемеша на глибину більшу, ніж $h^I = 0,06$ м, приймаємо бокові стінки лемеша $A^I A^{II} = 0,1$ м.

Таким чином, профіль рядка у поперечному перерізі визначено і він обмежується ламаною лінією, яку позначимо точками $A^{II} A^I O C^I C^{II}$. Відповідно до прийнятої гіпотези щодо форми лемеша, нижній профіль пласта має циліндроїдальну форму, яку позначимо точками $A^{II} K C^{II}$. Радіус R цієї кривої, а отже і поверхні лемеша, визначимо наступним чином. Сполучимо точки $K C^{II}$ прямою лінією і

через її середину проведемо перпендикуляр PP , перетин якого з віссю OX дасть центр O' криволінійної поверхні лемеша з радіусом – $R = O'K$.

Отже, цей радіус знайдемо з $\Delta O'KK^{11}$:

$$R = O'K = \frac{KK^{11}}{\sin \alpha}. \quad (2)$$

З прийнятих припущень і побудов маємо:

$$KK^{11} = \frac{KC^{11}}{2}, \quad (3)$$

а з ΔK^1KC^{11} знаходимо, що:

$$KC^{11} = \sqrt{(K^1K)^2 + (K^1C^{11})^2}$$

І:

$$\alpha = \arctg \frac{K^1K}{K^1C^{11}}. \quad (4)$$

Враховуючи, те що $K^1K = h^1$ і $K^1C^{11} = \frac{b}{2}$, вирази (3) і (4)

перепишемо у такому вигляді:

$$K^1K^{11} = \frac{\sqrt{(h^1)^2 + \frac{b^2}{4}}}{2}; \quad (5)$$

$$\alpha = \arctg \frac{2h^1}{b}. \quad (6)$$

На основі перпендикулярності сторін $\Delta O'KK^{11}$ і ΔK^1KC^{11} можемо записати, що

$$\angle KO'K^{11} = \angle K^1C^{11}K = \alpha.$$

Отже, з врахуванням виразів (5) і (6) вираз (2) можемо записати в такому вигляді:

$$R = \sqrt{(h^1)^2 + \frac{b^2}{4}} \Big/ 2 \sin \cdot \arctg \frac{2h^1}{b}. \quad (7)$$

Отриманий вираз дає можливість визначити радіус циліндроїдальної поверхні лемеша в залежності від його ширини b і глибини h^1 залягання бульб від основи грядки. Оскільки леміш повинен вільно проходити всередину сепаратора, то він повинен мати діаметр кола, яке описуватиме леміш. В цьому випадку на основі виразу (7) можемо записати формулу для визначення діаметра сепаратора:

$$D = \frac{\sqrt{(h')^2 + \frac{b^2}{4}}}{\sin \cdot \arctg \frac{2h'}{b}} \quad (8)$$

Аналіз останнього виразу показує, що діаметр спірального сепаратора залежить від ширини лемеша b і глибини h' залягання бульб від основи грядки. Змінюючи числові значення b і h' і підставляючи їх у вираз (8) отримаємо теоретичне значення діаметра спірального сепаратора. За результатами розрахунків на рис.2 побудовано графічну залежність діаметра D спірального сепаратора від глибини h' залягання бульб від основи грядки для лемешів, що мають різну ширину b .

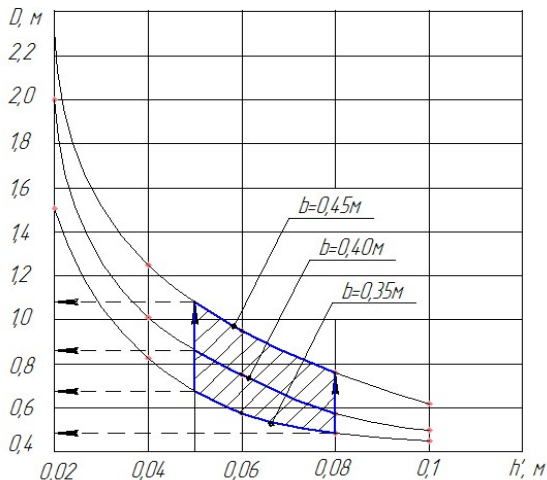


Рис. 2 – Графічна залежність діаметра D барабанного конічно-спірального сепаратора від глибини h' залягання бульб від основи грядки при різних значеннях ширини b лемеша

Аналіз отриманих графіків показує, що із збільшенням глибини h' залягання бульб діаметр D барабанного конічно-спірального сепаратора зменшується. Так, із збільшенням глибини h' з 0,05 м до 0,08, що згідно наших експериментальних досліджень відповідає загальним умовам формування врожаю на момент збирання, діаметр сепаратора із застосуванням лемеша шириною 0,45 м зменшується з 1,15 м до 0,71 м, а для лемешів із шириною 0,4 м і 0,35 м він зменшується відповідно з 0,84 м до 0,58 м і з 0,66 м до 0,46 м. Але

враховуючи те, що конструктивно виготовити сепаратор, у якого змінювався б діаметр в зазначених межах неможливо, то необхідно прийняти найбільш раціональні значення діаметра. З наведених графіків видно, що при заляганні бульб на глибині $h' = 0,05 \dots 0,08$ м і оптимальній ширині лемеша $b = 0,4$ м найбільш доцільно встановити сепаратор з $D = 0,6$ м.

Висновки. Таким чином, на основі отриманих результатів досліджень, можна зробити наступні висновки:

1. Раціональним значенням діаметра конічного-спірального сепаратора є $D = 0,6$ м.

2. Раціональний режим копання картоплі досягається при дотриманні глибини ходу лемеша від основи грядки в межах $0,05 \dots 0,08$ м.

3. З метою спрощення виготовлення конструкції картоплекопача призначеного для викопування бульб, що залягають від основи грядки на глибині $h' = 0,02 \dots 0,04$ м, замість сферичного лемеша можна застосовувати плоский, а діаметр сепаратора приймати таким, як для сепараторів, що працюють з сферичними лемешами на глибині $h' = 0,05 \dots 0,08$ м.

Література

1. Верещагин Н.И., Пшеченков К.С. Рабочие органы машин для возделывания, уборки и сортировки картофеля. - М.: Машиностроение, 1965. - 266 с.
2. Верменко Я.И. Исследования сепарации почвы ротационными рабочими органами картофелеуборочных машин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - Минск: Ураджай, 1965. - Вып. 1. - С. 78 - 86.
3. Мацепуро М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля. - Минск: Гос. Изд-во, 1969. - 301 с.
4. Герасимов А.А., Прохорова М.Ф. Особенности развития технологии уборки картофеля и конструкции картофелеуборочных машин // Труды ВИМ. - М., 1978. - Т. 80. - С. 41 - 52.
5. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - 320с.
6. Картопля / В.А. Вітенко, В.С. Куценко, М.Ю. Власенко та інш.; За редакцією В.А. Вітенка, В.С. Куценка. - К.: Урожай, 1990. - 256 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І.Шваб'юк

УДК 633.521:632.165:631.358

©В.О. Шейченко, д. т. н.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

А.С. Лімонт, к. т. н.; В.Г. Руденко, О.С. Поліщук

Житомирський агротехнічний коледж

ВТРАТА ВОЛОКНА В ПОЛЕГЛОМУ СТЕБЛОСТІЙ І ГОТУВАННЯ РОШЕНЦЕВОЇ ЛЬОНОТРЕСТИ

Узагальнено результати наукових досліджень щодо впливу вмісту волокна в стеблах льону-довгунця на схильність їх до вилягання. Висвітлено втрати волокна за його виходом із соломи льону-довгунця в полеглому стеблостій за стійкістю рослин проти вилягання. Наведені модельні рівняння і лінії регресії досліджуваних результативних ознак на факторіальні.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, СТЕБЛОСТІЙ, ВИЛЯГАННЯ, ВОЛОКНО, ВТРАТА, ТРЕСТА, ГОТУВАННЯ.

Постановка проблеми. Полеглий стеблостій льону-довгунця утруднює, а інколи і унеможливує механізоване брання. За такого стеблостою розстелена стрічка соломи ускладнює використання машин і механізмів на готуванні трести росяним мочінням. Крім того, при первинній переробці волокнистої складової урожаю полегли і переплутані стебла льоносировини ускладнюють технологічне налагодження обладнання та спричинюють зменшений вихід волокна і зниження його якості. Проте в проблемі наукового забезпечення технології механізованого виробництва льону-довгунця залишилася поки що нез'ясованою низка питань з визначення і якісно-кількісного з'ясування можливих зв'язків між окремими оцінними показниками вилягання рослин і відповідними характеристиками стебел, які формують урожай волокна. У пропонованому повідомленні зроблена спроба висвітлити деякі з питань цієї проблеми.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі публікації М.І. Афоніна і М.В. Сосновської, Б.В. Волянського, П.К. Гудяліса, З.М. Жужікової (Семенової), О. Змешкал, А.І. Івановського, Б.К. Кармановського, В.С. Кузнецова і М.Г. Об'єдкова, Н.І. Личагіна і В.Я. Тихомірової, Л.Н. Молканова, В.О. Стеценка і В.С. Хілевича, В.В. Треніної, Л.Д. Фоменка і Я.Г. Худик та ін., в яких дослідники вивчали вилягання льону-довгунця і з'ясовували фактори, що його викликають. Узагальнення результатів досліджень з вилягання льону-довгунця

здійснені у працях [1, 2], в яких показано, що із зміною передзбиральної густоти стеблостою від 1365 до 3279 шт./га стійкість рослин проти (до) вилягання зменшується за рівнянням нерівнобічної гіперболи, а зміна стійкості рослин проти вилягання від 1 до 5 балів супроводжується підвищенням номера довгого волокна за рівняннями нерівнобічних гіпербол зворотного зв'язку. З підвищенням густоти стеблостою понад 2500 шт./м² темп зниження стійкості рослин проти вилягання уповільнюється і майже не змінюється. Для нестійких проти вилягання сортів льону-довгунця у міру зниження стійкості менше трьох балів номер довгого волокна значно знижується.

Із збільшенням кількості луб'яних пучків, волокон у пучку та всього волокон у поперечному зрізі стебла стійкість рослин проти вилягання зростає за прямолінійними залежностями. Проте вивчення стійкості рослин проти вилягання не має обмежуватися дослідженнями впливу на цю ознаку тільки складових волокнистої частини стебла. За інформацією Н.І. Личагіна і В.Я. Тихомирової [2] вилягання рослин у фазах бутонізації і цвітіння навіть за відсутності підпрівання стебел та втрат при збиранні є причиною зниження урожайності волокна і насіння, яке може сягати відповідно 25–34% і 20–21%. Зниження урожайності волокна можна пояснити і зменшенням виходу волокна із соломи полеглого льону-довгунця. Проте дотепер не виявлено кількісної зміни виходу волокна із соломи залежно від стійкості стеблостою льону-довгунця проти вилягання.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності вирощування льону-довгунця шляхом пізнання і розкриття причинно-наслідкових зв'язків, які визначають деякі з умов формування стеблостою, що уможливило механізоване збирання і раціональне використання засобів механізації переробки льоносировини та сприяє підвищенню урожайності льону-довгунця. *Завдання дослідження:* 1) з'ясувати вплив вмісту волокна в стеблах льону-довгунця на оцінні показники їх вилягання; 2) дослідити кількісну зміну виходу волокна із соломи льону-довгунця залежно від вилягання стеблостою перед збиранням.

Об'єкт і методика досліджень. Об'єкт досліджень – стеблостій льону-довгунця і його вилягання в передзбиральний період. В якості вихідних даних використані результати експериментальних досліджень інших науковців, які вивчали вилягання рослин і вихід (вміст) волокна з соломи (в стеблах) льону-довгунця перед його збиранням. В дослідженні за факторіальні ознаки прийняті у першому випадку вміст волокна в стеблах, а в другому – стійкість льону-довгунця до вилягання. За результативні ознаки прийняті відповідно

зігнутість стебел у їх основі і кількість рослин з рівним стеблом, що виступають як оцінні показники схильності льону-довгунця до вилягання, та вихід волокна всього з соломи, що оцінював можливе пошкодження льону у зв'язку з виляганням стеблостою. За методикою колишнього Всесоюзного науково-дослідного інституту льону ступінь стійкості рослин льону-довгунця до вилягання оцінюють за 5-ти бальною системою: 5 балів – прямостоячий льон; 4 бали – злегка полеглий, за якого стебла похилені до горизонту під кутом 70°; 3 бали – середнє вилягання, за якого стебла похилені до горизонту під кутом 45°; 2 бали – сильне вилягання, за якого стебла похилені до горизонту під кутом 20°; 1 бал – надто сильне вилягання, за якого стебла лежать на ґрунті. За стійкості льону-довгунця до вилягання 3 бали робота льонокомбайнів можлива при їх русі проти напрямку вилягання, а за стійкості 1–2 бали комбайнове збирання майже неможливе. Так оцінювали стійкість до вилягання Я.Г. Худик [3], Л.Д. Фоменко [4, 5] і З.М. Семенова (З.М. Жужікова) [6]. В попередніх публікаціях З.М. Жужікова [7] вилягання оцінювала в балах за такою шкалою: 0 (нуль) – вилягання відсутнє, 1 – слабке, 2 – середнє з окремими плямами сильного та 3 – сильне і суцільне. М.В. Сосновська [8] вилягання оцінювала в балах за шкалою, за якою позначення «0» (нуль) характеризувало стеблостій за відсутності вилягання, а стеблостій з різним виляганням в міру його збільшення – цифрами від 1 до 4. У цьому узагальненні використана інформація щодо характеристики стеблостою М.В. Сосновською з позначенням «0» (нуль), якій дано маркування «5» оцінювання прямостоячого стеблостою та відповідний вихід всього волокна з соломи. Дослідники [3–8] оцінювання вилягання стеблостою здійснювали за умов постановки польового досліду з вивчення норм висіву та інших агротехнічних прийомів і заходів з вирощування різних сортів льону-довгунця за їх схильністю до вилягання в різних ґрунтових умовах і зонах льоносіяння.

При з'ясуванні статистичних моделей зміни зігнутої стебел і кількості рослин з рівним стеблом залежно від вмісту в них волокна використані результати вегетаційного досліду 22 сортів льону-довгунця [9]. Зігнутість стебел цих сортів вивчали у порівнянні із сортом Світоч, для якого зігнутість була прийнята за 100%. В посудинах Мітчерліха після сходів було залишено по 45 рослин, оцінювання яких здійснено у фазі ранньої жовтої стиглості. Вміст волокна визначали в технічній частині стебел.

Обробка зібраних статистичних даних здійснена з використанням засад кореляційно-регресійного аналізу та стандартних комп'ютерних програм.

Результати досліджень. Вміст волокна в стеблах досліджуваних сортів льону-довгунця коливався в межах 23,3–33,9% за середнього арифметичного значення 27,4%, середнього квадратичного відхилення 2,9% та коефіцієнта варіації 10,6%. Зігнутість стебел змінювалася від 22,7 до 104,0%, а її середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення становили відповідно 54,5 і 25,0% за коефіцієнта варіації 45,9%. Кількість рослин з рівним стеблом варіювала від 2,0 до 37,0%, а середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення цієї ознаки становили відповідно 21,0 і 11,0% за коефіцієнтом варіації 52,4%. Між зігнутістю стебел і вмістом в них волокна виявлений додатний кореляційний зв'язок з коефіцієнтом кореляції плюс 0,308, а між кількістю рослин з рівним стеблом і тією ж факторіальною ознакою – від'ємний з коефіцієнтом кореляції мінус 0,370. Дослідження виявлених кореляційних зв'язків і відповідних рівнянь регресії показали, що із збільшенням вмісту волокна в стеблах на 1,0% зігнутість стебел зростає на 2,6%, а кількість рослин з рівним стеблом зменшується на 1,4%.

Для з'ясування характеру збільшення зігнутості стебел $Z_{ст}$ і зменшення кількості рослин з рівним стеблом $P_{ст}$ при збільшенні вмісту волокна $B_{вс}$ в них здійснено вирівнювання експериментальних даних рівняннями прямих, логарифмічних та степеневих і експоненціальних функцій. Ступінь наближення апроксимуючих залежностей до експериментальних даних оцінювали за допомогою R^2 -коефіцієнтів. З'ясовано, що зміну $Z_{ст}$ залежно від $B_{вс}$ доцільно подати експоненціальною залежністю вигляду

$$Z_{ст} = 11,39 \exp(0,053 B_{вс}) \quad \text{при} \quad R^2 = 0,123, \quad (1)$$

а зміну $P_{ст}$ від $B_{вс}$ – рівнянням прямої з від'ємним кутовим коефіцієнтом вигляду

$$P_{ст} = 59,22 - 1,397 B_{вс} \quad \text{при} \quad R^2 = 0,137. \quad (2)$$

На рис. 1 наведені відповідні експериментальні дані та модельні лінії регресії $Z_{ст}$ і $P_{ст}$ на вміст волокна в стеблах $B_{вс}$, що побудовані за модельними рівняннями регресії $Z_{ст}$ на $B_{вс}$ (1) і $P_{ст}$ на $B_{вс}$ (2).

За дослідженнями коефіцієнти детермінації, що визначають силу впливу вмісту волокна в стеблах на зміну їх зігнутості і кількості рослин з рівним стеблом, дорівнюють відповідно 0,095 і 0,137. Це означає, що варіація вмісту волокна в стеблах на 9,5% причинно зумовлює варіацію зігнутості стебел та на 12,3% – варіацію кількості рослин з рівним стеблом.

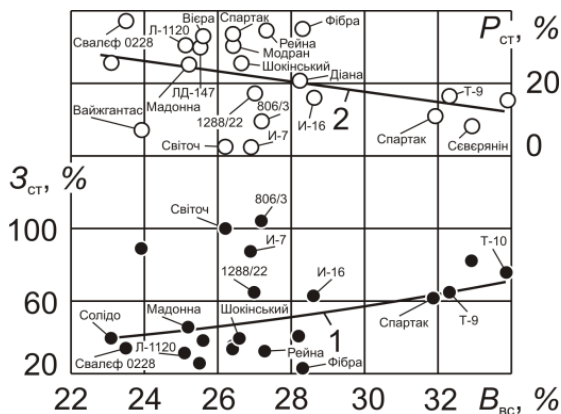


Рис. 1 – Вплив вмісту волокна в стеблах $V_{вс}$ на їхню зігнутість $Z_{ст}$ (1) та кількість рослин з рівним стеблом $P_{ст}$ (2)

Із збільшенням стійкості до вилягання різних сортів льону-довгунця вихід волокна із соломи має тенденцію до зростання. Таке підтверджується хоча і незначними, але додатними значеннями коефіцієнтів кореляції між виходом всього волокна $V_{вв}$ і стійкістю стеблостою до вилягання $C_{дв}$ та модельними рівняннями регресії $V_{вв}$ на $C_{дв}$. Так, з використанням експериментальних даних Л.Д. Фоменка [5] з'ясовано, що стосовно стійкого до вилягання сорту К-6 коефіцієнт кореляції між досліджуваними ознаками становить 0,176, а рівняння прямої регресії має вигляд

$$V_{ев} = 26,05 + 0,066 C_{дв}, \quad (3)$$

найбільш стійкого до вилягання сорту Л-1120 за даними З.М. Семенової [6] і Л.Д. Фоменка [5] коефіцієнт кореляції становить 0,059, а рівняння регресії має вигляд

$$V_{вв} = 19,78 + 0,035 C_{дв}. \quad (4)$$

Що стосується сорту Світоч, який одні дослідники вважають нестійким до вилягання, інші – менш стійким, а треті – відносно стійким до вилягання, то за даними Я.Г. Худик [3] і М.В. Сосновської [8] коефіцієнт кореляції між $V_{вв}$ і $C_{дв}$ становить 0,416, а кількісний зв'язок між ними описується рівнянням прямої вигляду

$$V_{ев} = 19,89 + 0,158 C_{дв}. \quad (5)$$

Експериментальні дані, що характеризують досліджувані зв'язки, та відповідні лінії регресії, які побудовані за рівняннями (3–5), наведені на рис. 2.

З наведених на рис. 2 ліній регресії та рівнянь (3–5) видно, що з підвищенням стійкості до вилягання на 1 вихід волокна з соломи

зростає незначно і за значеннями кутових коефіцієнтів рівнянь не досягає 1%.

Дещо іншим виявилось узагальнення результатів досліджень Л.Д. Фоменка [4, 5] з оцінювання і з'ясування впливу стійкості до вилягання льону-довгунця сорту Томський 10 на вихід волокна з соломи при вивченні дослідником ефективності різних агротехнічних прийомів і заходів з вирощування культури. Вважають, що у порівнянні з іншими сортами сорт Томський 10 менш стійкий до вилягання. Розмір статистичної вибірки становив 92 пари досліджуваних ознак.

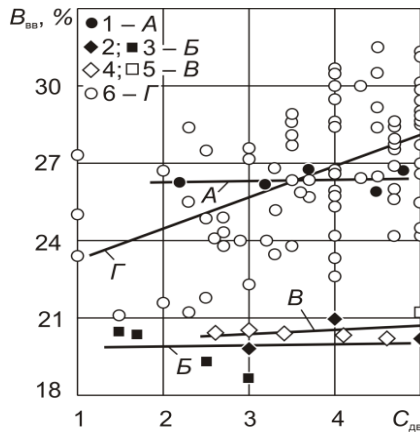


Рис. 2 – Вплив стійкості до вилягання $C_{дв}$ різних сортів льону-довгунця на вихід всього волокна із соломи $B_{вв}$: А – сорту К-6 (1 – експериментальні дані Л.Д. Фоменка із вивчення хімічних способів боротьби з бур'янами та застосування різних доз хлорхолінхлориду проти вилягання рослин); Б – сорту Л-1120 (2 і 3 – дані відповідно Л.Д. Фоменка і З.М. Семенової з вивчення норм висіву у відповідних ґрунтових умовах); В – сорту Світоч (4 і 5 – дані відповідно Я.Г. Худик і М.В. Сосновської з вивчення норм висіву); Г – сорту Томський 10 (6 – дані Л.Д. Фоменка з вивчення різних агротехнічних прийомів і заходів при вирощуванні льону-довгунця)

Варіаційний ряд «стійкість до вилягання» за розмаху варіювання 1–5 характеризувався середнім арифметичним значенням і середнім квадратичним відхиленням відповідно 3,8 і 1,0 за коефіцієнта варіації 26,3%. Щодо варіаційного ряду «вихід волокна з соломи», то за зміни цієї ознаки від 18,6 до 32,0 її середнє арифметичне значення

становило 26,7%, середнє квадратичне відхилення – 2,5%, а коефіцієнт варіації – 9,4%. За модальними значеннями досліджуваних ознак обидва розподіли зрушені в бік підвищених значень цих ознак. Наприклад, для розподілу «стійкість до вилягання» значення стійкості «1» характеризувалося частотою 0,04, а стійкості «5» – частотою 0,20. Модальне значення розподілу «вихід волокна з соломи» 28% зустрічалося з частотою 0,40. За результатами кореляційного аналізу між виходом волокна з соломи і стійкістю до вилягання визначений додатний кореляційний зв'язок з коефіцієнтом кореляції 0,524 за кореляційного відношення $B_{\text{вв}}$ по $C_{\text{дв}}$ 0,483. Кореляційне поле факторіальної і результативної ознак наведено на рис. 2. З урахуванням визначених показників кореляційного зв'язку здійснений пошук рівняння прямолінійної регресії $B_{\text{вв}}$ по $C_{\text{дв}}$. Виявилось, що це рівняння має вигляд:

$$B_{\text{вв}} = 22,03 + 1,220 C_{\text{дв}}. \quad (6)$$

За дослідженнями коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу $C_{\text{дв}}$ на $B_{\text{вв}}$, становив 0,275. Отже, варіація виходу волокна з соломи льону-довгунця сорту Томський 10 на 27,5% причинно зумовлена варіацією стійкості до вилягання аналогічних за таким показником сортів цієї культури. За кутовим коефіцієнтом рівняння (6) та лінією «Г» зміни $B_{\text{вв}}$ залежно від $C_{\text{дв}}$ (рис. 2) можна стверджувати, що при зміні стійкості льону-довгунця до вилягання у бік підвищення її на 1 вихід волокна із соломи зростає більш, ніж на 1,2%. Це сприятиме зниженню втрат волокна внаслідок зменшення вилягання стеблостою.

Одними із ефективних способів, що сприяють зменшенню вилягання стеблостою і дозволяють в подальшому механізувати виробництво рошенцевої льонотрести, є такі: а) поліпшення рівномірності розподілу органічних і мінеральних добрив по поверхні удобрюваного поля та забезпечення належного подрібнювання гною при його внесенні; б) належна заробляння в ґрунт розподілених добрив з використанням дискових знарядь, що у порівнянні з лемішними плугами забезпечують якісніше кришіння ґрунту, зменшення витрати палива і підвищення урожайності льону-довгунця; в) передпосівний обробіток ґрунту, що забезпечує заробляння насіння льону-довгунця на відповідну глибину з дотриманням вимог щодо належного ущільнення ґрунту; г) формування належної густоти стеблостою льону-довгунця перед збиранням, що вимагає здійснення подальших досліджень технологічного процесу сівки; д) використання в системі заходів з догляду за посівами льону-довгунця ефективних засобів руйнування ґрунтової кірки, підживлення рослин перед бутонізацією і в її період

калійною сіллю у визначених дозах за допомогою відповідних засобів механізації внесення мінеральних добрив, застосування ретардантів з обґрунтуванням режимів використання обприскувачів та ін.

Висновки. При збільшенні вмісту волокна в стеблах від 23,3 до 33,9% зігнутість стебел зростає за експоненціальною залежністю, а кількість рослин з рівним стеблом зменшується за рівнянням прямої. Варіація вмісту волокна в стеблах на 9,5% причинно зумовлює варіацію зігнутості стебел і на 12,3% варіацію кількості рослин з рівним стеблом. Вихід волокна з соломи залежно від стійкості льону-довгунця до вилягання зростає за прямолінійною залежністю. Варіація виходу волокна з соломи за дослідженнями максимально на 27,5% зумовлена варіацією стійкості льону-довгунця до вилягання. При зміні стійкості до вилягання на 1 вихід волокна з соломи може зростати більш ніж на 1,2%, сприяючи підвищенню урожайності волокна. Результати досліджень слід враховувати при опрацюванні операційної технології готування льонотрести росіяним мочінням.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку має бути спрямований на пошук передумов формування вирівняного і неполеглого стеблостою льону-довгунця, який уможливить використання засобів механізації на виконанні низки технологічних операцій з готування та збирання рошенцевої льонотрести.

Література

1. Лімонт А.С. Прогнозування вилягання рослин як функції густоти стеблостою льону-довгунця з урахуванням якості волокна / А.С. Лімонт // Вісн. Держ. агроєколог. ун-ту. – Житомир, 2006. – № 1. – С. 126 – 138.
2. Лімонт А.С. Прогнозування стійкості рослин до вилягання та якості волокна льону-довгунця залежно від складових волокнистої частини стебла / А.С. Лімонт // Вісн. Держ. агроєколог. ун-ту. – Житомир, 2006. – № 2. – С. 103 – 113.
3. Худик Я.Г. О нормах высева семян льна-долгунца в горных районах Карпат / Я.Г. Худик // Тр. Всесоюз. НИИ льна. – М.: Москов. рабочий, 1969. – Вып. 7. – С. 271 – 282.
4. Фоменко Л.Д. Льонарство на осушених і низинних землях / Фоменко Л.Д. – К.: Урожай, 1974. – 160 с.
5. Фоменко Л.Д. Производство льна на осушенных землях / Фоменко Л.Д. – М.: Колос, 1982. – 143 с.
6. Семенова З.М. О нормах высева семян льна / З.М. Семенова // Лен и конопля. – 1963. – № 4. – С. 13 – 14.

7. Жужикова З.М. Нормы высева и способы посева районированных сортов льна-долгунца / З.М. Жужикова // Тр. Всесоюз. НИИ льна. – М.: Изд-во Министерства с. х. СССР, 1960. – Вып. 6. – С. 64 – 78.

8. Сосновская М.В. Влияние норм высева на урожай и качество льна / М.В. Сосновская // Тезисы докладов 1-ой республиканской конференции молодых ученых Белоруссии по вопросам повышения эффективности земледелия. – Жодино: Белорусский НИИ земледелия, 1970. – С. 192 – 197.

9. Бачялис К. Устойчивость сортов льна против полегания / К. Бачялис // Лен и конопля. – 1974. – № 9. – С. 24 – 25.

Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

V. Abramova, O. Vasytkovskyi, K. Vasytkovska. Study of construction of pneumomassage seedmeter with the accessory disk

The article is devoted the problem of the onecorn sowing of seed of the cultivated cultures pneumomassage seedmeters. During experimental researches influence of optimum parameters of work of pneumomassage seedmeters and construction parameters of additional disk is set on high-quality implementation of technological process. The use of additional sowing disk gives possibility correctly to send of seed on the stage of its capture to the center of cell and removes possibility of capture of "twins", supporting of seed in the process of transporting to the place of upcast. Researches, conducted in this direction, settle this problem not fully, but only confirm a hypothesis about possibility of upgrading dosage of pneumomassage seedmeter by establishment of additional disk. Actual are research-and-developments structural elements of pneumomassage seedmeter, which considerably improve his productivity and substantially influence on exactness of sowing of seed of the cultivated cultures.

- / -

В.В. Абрамова, Е.В. Васильковская, А.М Васильковский. Исследование пневмомеханического высевающего аппарата с дополнительным диском

Статья посвящена проблеме однозернового высева семян пропашных культур пневмомеханическими высевающими аппаратами. В ходе экспериментальных исследований установлено влияние оптимальных параметров работы сеялки и конструктивных параметров дополнительного диска на качественное выполнение технологического процесса.

N.Artemov, A. Kot. Agricultural soil tillage implement traction dynamics

Researchers face a number of problems in dynamic and qualimetric tests of mobile machines. It depends on the imperfection of existing methods of these tests. The special difficulties in tests of agricultural machinery occur a measure parameters such as engine power, traction, traction efficiency, speed and force onhook. Certain interest in the motion tillage machines cause linear and angular velocity, the drag force etc.. The method of partial acceleration is encouraged to determine the power characteristics of mobile agricultural units. This method developed to simplify the pilottests and calculation of dynamic parameters of the unit. Parameters control is conducted by measuring and detecting complex, which is equipped with three-component accelerometer sensors. The simulation results of the partial accelerations shown that the approximated results confirm the reduction of traction unit when the engine is running at rated speed and serviceable and in case of the engine with a broken nozzle. The obtained results for the transient operation of the unit can be used in the simulation loads tillage machines for various purposes.

- / -

Н.П. Артёмов, А.В. Кот. Тяговая динамика сельскохозяйственных почвообрабатывающих агрегатов

В статье проведен аналитический расчет, по результатам измерения компонент ускорений, влияния на тяговую динамику мобильного сельскохозяйственного агрегата изменений его технического состояния в целом, а также отдельных деталей и

узлов. Использован анализ и моделирование парциальных ускорений в процессе выполнения агротехнических операций по обработке почвы.

R. Barabash. The effect of increasing the number of posts on the performance indicators of technological processes of maintenance of tractors KhTZ-150K-09

Investigational, got by a design results of researches on influence increase amount of posts brand name points of technical service on the indexes efficiency technological processes of technical maintenance tractors KhTZ-150K-09.

For the analysis TP TS tractors of KhTZ-150K-09 was the accepted technology recommended by a plant-producer. Repair-technological equipment (RTE) got out from catalogues by value coefficients of technical level. Setting norms operations conducted on the basis operating norms and time-keeping.

Modeling TP TS consisted in distribution after the heuristic algorithms for scheduling theory eventual array operations of certain duration this TS between workers, and also in the simultaneous forming of schedules work of every piece of equipment all types. The aim of distribution operations was an achievement for the set amount of workers u and set amount equipment of every type K_r of minimum duration of the technological process $T_{T.P.}$. The increase in the number of posts RTS (front of technical maintenance f) consistent with the introduction to review of the next array operations, similar to the original, however with the increasing number of work zones.

To the results of model for each TS and every correlation sense f , u and K_r were determined: duration of the technological process $T_{T.P.}$ and technological cycle T_C ; coefficient use of funds time workers η_u and main RTE η_r , every type.

It was established that in addition to changes the number of workers and basic repair of technological equipment all types, additional resource impact on the indicators efficiency technological processes of maintenance is to increase the number of posts (front maintenance). 2. Regarding the investigated technological maintenance processes tractor KhTZ-150K-09 that run on the stationary points were confirmed fundamental provisions that the increase in the number of any resource does not improve indexes its use, however, does not degrade the indexes efficiency use other resources. 3. The obtained results are the basis for the formation of parametric series production structures branded items of maintenance tractor KhTZ-150K-09 different productivity.

- / -

Р. И. Барабаш. Влияние увеличения количества постов на показатели эффективности технологических процессов технического обслуживания тракторов ХТЗ-150К-09

Изложены, полученные путем моделирования, результаты исследований влияния увеличения количества постов фирменных пунктов технического обслуживания на показатели эффективности технологических процессов технического обслуживания тракторов ХТЗ-150К-09.

S. Berezoveckiy. Constituents concordance of technological harvesting system of winter crop rapaku

The importance of the timely harvesting of winter rape is accented. That's needs to make the tasks decision in relation to the concordance of technical equipment of the mechanized processes of plant sprinkling (for bringing of stikers) and harvest of seed rape. The importance of biological processes influencing of ripening a winter rape and agricultural meteorology terms on time limitations of technique functioning is accented. It is marked that such influence predetermines changeability of works beginning terms, and also to their duration and affects on functional indexes of the corresponding technical rigging for the technological systems of harvest rape. The necessity of these features account for the statistical simulation model of the technological system of harvest rape processes is proved. The computer experiments are executed with the simulation model of corresponding technological processes with the set initial data in relation to the technical rigging (sprinkler – Mekosan Tecnomax Laser 4240-30, and combine – CLAAS Mega 360), sort of culture and limits of their area. The features of constituents influencing of the technological system of harvest rape processes on the indexes of its efficiency are outlined. The results of computer experiments with a statistical imitation modeling of plant sprinkling processes and harvest of rape seed are presented

. - / -

С. А. Березовецкий. Согласование составляющих технологической системы уборки озимого рапса

В статье раскрыты особенности влияния составляющих технологической системы уборки озимого рапса на показатели ее эффективности. Представлены результаты компьютерных экспериментов со статистической имитационной моделирующей процессом опрыскивания растений (для внесения стикеров) и комбайновой уборки семян озимого рапса.

K. Vasytkovska, O. Vasytkovskiy, S. Moroz. Field tests used pneumomassage drills to the proposed sowing device

The article dealing with the efficiency increase of sowing seed of the cultivated crops by way of application of a new pneumomassage seed distribution vehicle with the peripheral location of barns on a sowing disk and a passive device for the delete of superfluous seed by a centrifugal method.

As a result of the theoretical and experimental researches performed a section of sowing machine for planting seed of the cultivated crops is developed, in the construction of which the proposed pneumomassage seed distribution vehicle is used with the structural parameters grounded in-process.

Tests were carried out on sugar beet seed varieties "Yaltushkivskyy 72" soybean variety "Jubile" and maize varieties "Orzhitsa 237."

The results of the tests of experimental sowing section with the proposed pneumomassage seed. The use of new pneumomassage seed distribution vehicle allows to reduce the use of seed and high quality accommodation seeds in a row. Also new pneumomassage seed distribution vehicle for more uniform seed placement on the feeding area.

- / -

Е.В. Васильковская, А.М Васильковский, С.Н Мороз. Полевые испытания секции пневмомеханической сеялки с предложенным высевальным аппаратом

Предложена новая конструкция пневмомеханического высевального аппарата для точного посева семян просыпных культур с периферийным расположением ячеек на высевальном диске та пассивным удалением лишних семян инерционным способом. Приведены результаты испытаний экспериментальной посевной секции с предложенным пневмомеханическим аппаратом. Наведені результати випробувань експериментальної посівної секції із запропонованим пневмомеханічним апаратом.

B. Hevko, R. Chvartatskyu, I. Chvartatskyu, A. Grabar. Researching of technological processes grinding tubers in fodder production

Development and efficiency of livestock predetermined level of implementation of the system related to rational principles that cover the entire production cycle and estimated costs especially forage and other resources per unit of output. Fodder productions require a systematic analysis and decision-making, and solve mechanical-technological and engineering problems. Measures aimed at accelerating the development of animal husbandry and scientific progress includes:

- Maintenance and implementation of highly efficient type of feeding and feed rations structure;

- A fundamentally new highly efficient machinery and equipment, as well as many new modern organizational and technological and economic decisions;

- The process of preparation of food is to implement technological measures to the specific raw material feed in order to provide new features.

For the use of feed highly important to ensure a rational feed particle size, depending on the species and age of animals and the type of feed raw materials and the nature of the feed. For this purpose, feed raw materials before feeding crushed.

The new designs devices for grinding feed and reasonably analytical dependence for determining performance settings were resulted, average speed shredding power drive design parameters of loading and crushing mechanisms

- / -

Б. Гевко, А.Л. Ляшук, Р.И. Чвартацький, И.И. Чвартацький, А. Грабар.

Исследование технологических процессов измельчения клубнеплодов в кормопроизводстве

Развитие и эффективность животноводства зависит от уровня реализации системы взаимосвязанных рациональных принципов, которые охватывают весь производственный цикл и оцениваются затратами кормовых и других ресурсов на единицу продукции. Кормопроизводство требует системного анализа и принятия соответствующих решений, а также решения механико-технологических и инженерно-технических задач. Приведены новые конструкции устройств для измельчения кормов и обоснованно аналитические зависимости для определения производительности установки, средней скорости измельчения, мощности привода, конструктивных параметров загрузочных и измельчающих механизмов.

B. Hevko, N. Marchuk. Background of setting devices thread cutting taps in nuts and machine parts

Intensive development of engineering is closely linked to the development of advanced technological equipment designs. Especially in the construction of modern machines and mechanisms in which more than 60% of the parts have threaded holes, cutting where the cutting tool is quite complex technological problems in processing highly ductile steel, nonferrous metals and alloys. This is particularly of great importance in the manufacture of precision threaded holes.

The widespread use of threaded connections in machinery due to their simple design, high load capacity connection and disconnection of parts using various threaded connections, also contributes to the presence of a large range of special threaded parts, their wide standardization and low cost in conditions of mass production.

Reversing cartridge design is presented with a defence mechanism for cutting taps. The device provides cutting left and right thread into nuts and other details with high productivity.

Analytical dependence for determination of cutting speed, torque values, stability threading tools and standard time were resulted. The advantages of the device include expansion of technological capabilities, to protect it against overload and increase productivity.

- / -

Б.М. Гевко, Н.Н. Марчук. Обоснование параметров устройств для нарезания резьбы метчиком в гайках и деталях машин

Интенсивное развитие машиностроения тесно связано с разработкой прогрессивных конструкций технологической оснастки. Известно, что более 60 % деталей большинства современных машин и механизмов имеют резьбовые отверстия, обработка которых режущими инструментами в деталях из цветных металлов, сплавов, а также с высокопластичных сталей представляет собой достаточно сложную технологическую задачу. Это имеет особенное значение при изготовлении точных резьбовых отверстий.

A. Herasymchuk, O. Tkachuk. Systems of transformation of flax

The efficiency of cultivation of flax and the manufacture of its products is determined by the application of energy efficient technologies and technical systems. On the basis of the system approach is necessary to develop and improve technologies and technical systems. The aim of this work is to develop a concept of formation of systems models of flax transformation.

The processes of cultivation, processing of flax and the manufacture of products are known as transformations. Depending on the desired end state of the operand (products of flax) you can create different conversion systems. The state of the operand is determined by a set (vector) properties. The main characteristics of this transformation are the initial and final state of the operand. Transformations are performed on the basis of certain technologies. Transformations are made by three types of systems-operators – people, technical systems and the real environment through material, energy and information influence on the operand.

The construction and subsequent preorganize systems convert of flax will lead to a series of system effects and will increase the efficiency of the industry.

- / -

А.П.Герасимчук, О.Л.Ткачук. Системы преобразования льна

В статье обосновано целесообразность формирования систем преобразования льна, определено их структуру, направления анализа и реорганизации с целью повышения эффективности отрасли.

O. Govorov. Determination of power at disk drive working organ grinder-distributor of plant residues

The analysis of process-shredder plant residues distributor of rotary disk working body articulated fixing blades, causing revealed that energy to drive the cutting machine and spent pererizuvannya stems of plants, depending on the crop, plant density on the field and working speed shredding aggregates, providing energy to speed stems crushed particles of equal angular velocity knives and energy to move particles of crushed stalks of plants on the side of the inner casing, which depends on the mass of fine particles that move around on top of the enclosure alone time, centrifugal force, which particles are transported to the surface casing and the coefficient of friction stems particles on the surface of the housing, and developed analytical dependence for determination of pererizuvannya on the stems of plants, moving fine particles on the working surface of the lateral portion of the housing and the provision of crushed particles speed and total power wasted to drive cutting machine Cutter-distributor of plant residues.

Key words: chopper-distribution, disk worker organ, vertical axis, shrouding, oby chayka, cutter, wattage, divided particles, rubbing, running speed.

- / -

А.Ф. Говоров. Определение мощности на привод дискового рабочего органа измельчителя-распределителя растительных остатков

Приведен анализ технологического процесса измельчителя-распределителя растительных остатков с дисковым рабочим органом, в результате которого было установлено, что энергия на его привод израсходуется на перерезание стеблей растений, перемещение измельченных частиц стеблей по внутренней поверхности обочайки кожуха режущего органа, а также придания измельченным частицам стеблей обусловленной технологическим процессом скорости, а также разработаны аналитические зависимости для определения мощности на перерезание стеблей растений, перемещение измельченных частиц стеблей растений по рабочей поверхности обочайки, а также придания измельченным частицам скорости.

Ключевые слова: измельчитель-распределитель, дисковый рабочий орган, вертикальная ось, обочайка, обочайка, нож, мощность, измельченные частицы, трение, скорость движения.

V.Gud, A.Dychun, A. Hupka. Research technological process boring of profile of screw workpieces cleaners of disk digger root crop machines

Experimental study of the process of screw blanks boring core cleaners. A mathematical model based on experimental studies. The influence of parameters on the surface roughness. The current state of engineering in a market economy requires new ways to improve operational and technological parameters of machine parts, technological equipment, which will help improve quality and make

production flexible and fast perenalahodzhuvanym for different sizes of machine parts, the amount of which is determined by market needs.

For the current domestic and foreign engineering characteristic of expanding the range of machine parts different classes, including the screw. Among these screw machine parts important element profile winding workpiece (PHZ). Proof of this is noticeable upward trend in the volume and range of such parts in the food, chemical, manufacturing, agriculture, etc.

Keywords: Screw blanks, boring, wheels archeologists.

- / -

В.З Гудь, А.Е Дячун, А.Б Гупка. Исследование технологического процесса расточки профильных винтовых заготовок очистителей дисковых копателей коренуборочных машин

Проведены экспериментальные исследования процесса расточка профильных винтовых заготовок очистителей. Разработана математическая модель на основе экспериментальных исследований. Проанализировано влияние параметров на шероховатость поверхности.

V. Didukh, R. Hlopetskyi, S. Babaryka. The research of interaction curved surface with the sealing sapropel layer

In the article the results of a investigation determining the forward movement speed the extractive module considering to the features process of separating the layer of lake sapropel middle layer by the curved surfaces of intake milling device is given. Whereas the proposed extractive module is designed as a front blade cutters, the blades of which are designed as a sector of Archimedean spiral, there is a need to consider the workflow of the milling working body. This investigation is made to explore the process of moving extractive mills combined with rotational movement to the specific of the front blade cutters in the use of it for extraction lake sapropel of the middle layer from under the water. The main objective of this is to ensure that extractive cutter translational movement extractive module is made by cutting blades cutters in the middle layer of sapropel. Thus Mining cutter rotates clockwise direction and production, which usually does not apply. The trajectory that describes the cutter blade edge is Trochoid. This trajectory provides rotation extractive milling with simultaneous translational movement. The rate of rotation is greater than the speed of forward movement. Thus the resulting kinematic parameters is a key in the research and development process and means for extraction lake layer from the water layer.

- / -

В.Ф. Дидух, Р.А. Хлопецкий, С.Ф. Бабарика Исследование взаимодействия криволинейной поверхности с плотным слоем сапропеля

В статье приведены результаты исследования по определению скорости поступательного движения модуля для добычи среднего слоя озерного сапропеля с учётом процесса отделения пласта криволинейными поверхностями заборного устройства фрезерного типа.

I. Dudarev, T. Gerasymyk, A. Khomych, O. Mekush. Substantiation of the operation parameters of flax thresher

Problematic issue of oil flax harvesting technology in the conditions of the Western Polesie of Ukraine is separated seed from the stems without damage and loss. Scientific studies indicate the possibility of the use of flax fiber for the production of twisted products, non-woven fabrics and other. Substantiation of the operation parameters of flax thresher was studied by many scientists. Most of the research concerns on substantiation of the operation parameters for stripping and threshing fiber flax. Oil flax has anatomical and morphological features that distinguish it from fiber flax. This makes it necessary to take them into account when developing the design of oil flax thresher. Design of oil flax thresher was proposed by authors. The design of oil flax thresher requires a substantiation of the operation parameters. Operation parameters would ensure a quality execution of the process of threshing and agronomic requirements. Optimization of the two regression equations was carried out using a numerical method with construction of the Pareto set. Method allowed determining the rational parameters oil flax thresher. Minimal damage of seeds and stems are achieved by operation parameters of oil flax thresher.

- / -

И.Н. Дударев, Т.П. Герасымык, А.В. Хомыч, О.Г. Мэкуш. Обоснование режима работы устройства для обмола ленты льна

Проблемным вопросом технологии уборки льна масличного, который выращивается в условиях Западного Полесья Украины, является отделение от стеблей семенной части урожая без их повреждения и потери. Проведенные учеными исследования указывают на возможность использования волокна льна масличного для производства крученых изделий, нетканых материалов и др. Обоснованию конструкций и режимов работы устройств для отделения семенной части урожая льна посвящены работы многих ученых. Большинство научных исследований касается обоснования параметров устройств для очеса и обмола льна-долгунца. Лен масличный имеет анатомические и морфологические особенности, которые отличают его от льна-долгунца. Это вызывает необходимость их учета при разработке конструкций устройств для отделения от стеблей семенной части урожая. Авторами предложена конструкция устройства для обмола ленты льна масличного. Конструкция устройства требует обоснования рационального режима работы. Этот режим должен обеспечить качественное выполнение технологического процесса обмола с учетом агротехнических требований. По результатам оптимизации двух уравнений регрессии с помощью численного метода с построением множества Парето обоснованно рациональный режим работы устройства для обмола ленты стеблей льна масличного. При этом режиме достигается минимальное повреждение семян и попадание стеблей в льянной ворох.

I. Dudarev. Substantiation of the kinematic parameters of the flax heap separator

Flax heap contains a significant amount of flax refuse. That's why flax heap must be separated before drying to reduce energy consumption. During the separation flax heap divided into two components: flax seed heap and flax refuse. Drying only flax seed heap reduces energy consumption in the process. The method of separation of flax heap depends on the composition of the heap. The design of the flax heap separator is proposed, which shares a flax heap on flax refuse and flax seed heap. The separator produces stretching of flax heap layer. This separation method permits to separate loose seeds and flax capsule without damage. The efficiency of the flax heap separator depends on the mode of its operation. Damage of flax seed during separation is insignificantly, if rational modes of operation of the separator are selected. The results of theoretical researches of the kinematic parameters of the flax heap separator are presented in the article. Reasoned mode of operation of the separator provides the necessary value of stretching a layer of flax heap. The total amount of stretching of flax heap at all stages of the separator does not lead to its rupture. Substantiation of the kinematic parameters of the flax heap separator ensure its effective operation.

- / -

И.Н. Дударев. Обоснование кинематических параметров сепаратора льняного вороха

Льняной ворох включает большое количество пуганыны. Поэтому, льняной ворох перед сушкой для уменьшения энергетических затрат на процесс необходимо сепарировать. Во время сепарации льняной ворох разделяют на пуганыну и семенной ворох льна. Сушка только семенного вороха льна снижает затраты энергии на процесс. Способ сепарации льняного вороха зависит от состава вороха. Сепарацию льняного вороха предлагается осуществлять путем растягивания слоя вороха. Такой способ позволяет отделить свободные семена и семенные коробочки без повреждения. Предложена конструкция сепаратора льняного вороха, которая позволяет реализовать такой способ сепарации. Эффективность работы сепаратора льняного вороха зависит от режимов его работы. Если выбраны рациональные режимы работы сепаратора, тогда повреждения семян льна во время сепарации минимальное. В статье представлены результаты теоретических исследований, в результате которых получены зависимости для обоснования кинематических параметров растягивающих секций сепаратора льняного вороха. Режим работы сепаратора, который обоснован, обеспечивает необходимую величину растягивания слоя льняного вороха. Суммарная величина растягивания льняного вороха на всех этапах работы сепаратора не приводит к его разрыву. Обоснованные кинематические параметры сепаратора льняного вороха обеспечивают его эффективную работу

V. Kovbasa, V. Kurka, A. Kadem. About overcoming difficulties in solving problems of elasticity contact

The disadvantage of known solutions contact problems is the extreme complexity and in many cases, the inability to integrate potential harmonic functions with nonlinearity function contact surface. It is such problems are most common. The solution of this task is to optimize surface and kinematics modes of action to ensure the desired properties of the medium changes with minimal energy. Finding possible movements within the environment, deformation, and the application of physical strain due equations with stresses which include mechanical properties of the medium - components and stress distribution of forces on the surface. The way of

solving the problems of interaction of a surface arbitrary geometric shape with deformation of the medium, which allows to determine the stress or strain (depending on the given conditions) on the contact surface.

- / -

В.П. Ковбаса, В.П. Курка, Али Ахмед Кадем. О преодолении трудностей при решении контактных задач упругости

Представлен способ решения задач взаимодействия абсолютно жесткого деформатора произвольной геометрической формы с деформированной средой, что позволяет определять напряжения или деформации (в зависимости от заданных условий) на поверхности контакта.

V. Kovbasa, L. Matyushenko, V. Grabovtc, V. Deikyn. The problem of contact force than-wedge for prestressing rod section.

In this paper we set out the results of solving the problem of a prestressed stick destruction by its flexure; we determined the harmonic potential functions and their meaning considering projections of a knife speed by its effects on a stick, tension components in a stick thro the knife actions and full of tension because of a flexure and occurrence of a knife. Theoretical bases of a wedge-knife's interaction with a pre-pressed growing rod are insufficiently investigated and studied, and they are required for solving a contact problem "hammer-rod" till a plant's rod would be totally smashed. Under the terms of the problem formulation the well-known kinematic characteristics of the load, kinematic initial conditions, which lead us to the solution of a direct problem. It should also be noted that the solution of a given problem is carried out by the methods of the theory of elasticity, since this is the easiest way to solve the problem analytically. Herewith it should be noted that prior to plastic flow and in most cases before the destruction of the integrity, the methods of the theory of elasticity give us sufficient preciseness which is more than enough for a practical use. The shifts, deformations and tension in a intersection of a rod, which are specified in the present study, in general case give us a better understanding of the interaction theory of a wedge-knife with a pre-pressed growing rod, which are necessary to solve the contact problem "hammer-rod" till a plant's rod would be totally smashed.

- / -

В. П. Ковбаса; Л. Н. Матюшенко, В. Грабовец, В.А. Дейкун. Задача о контактном действии клинового ножа на предварительно напряженное сечение прутка.

В статье изложены результаты решения задачи о разрушении предварительно напряженного изгибом прутка, определены гармонические потенциальные функции и их значение с учетом проекций скорости ножа при его действии на пруток, компоненты напряжений в прутке от действия ножа и полные напряжения от изгиба и вхождения ножа.

Разрушение стержня, гармоничные потенциальные функции, компоненты напряжений.

S. Kotenko, O. Kalinin. By the method of calculating the coefficient of restitution plowshares

During operation of agricultural machinery the most frequently replaced parts, which operate in abrasive environments, which includes the soil. Such items, in particular, are ploughshare plows. Tillage is one of the most energy-intensive

agro-technology operations, which starts the whole cycle of operations to mechanized harvesting. Therefore, the refusal tillage machines and units leads to disruption of the cycle. Changing the timing of agrotechnological operations outside agrotechnological optimal timing can lead to significant losses of agricultural enterprises.

Late replacement plowshares through blunted blade makes it necessary to increase the traction of the tractor, overspending of fuel and lubricants. The vast majority of plowshares has the defects that can be eliminated with the help of modern technologies of details.

The article deals proposes a method of determining the coefficient of recovery Ploughshares, when worn in soils with different physical and mechanical properties. Character wear, the value of use and repeatability defects plowshares differ significantly on sandy and clay soils. The basic characteristic defects and differences in the processes of wear on sandy and clay soils.

In determining and reporting defects and the coefficients of repeatability and coefficient of recovery of these items is necessary to specify in what circumstances and on what types of soil obtained research results.

- / -

С.С. Котенко, А.Е. Калинин. К методике расчёта коэффициентов восстановления плужных лемехов

В статье дополнена методика расчёта коэффициентов восстановления плужных лемехов при износе в почвах с разными физико-механическими свойствами. Изложены основные характерные дефекты и отличия в процессах изнашивания на песчаных и глинистых почвах.

R. Kuz'minskyj, V. Vasylykevych, R. Sheremeta. Determination of the sliding friction coefficient of oilseed meal flax over surfaces of various metals.

In order to ensure proper oil yield of linseed is used double or triple extraction particularly by screw presses. If the first pass raw material for oil is flax seeds of oil varieties, during the second and third passes - oil cakes. That is why the technique and results of studies of the sliding friction coefficient of oilseed meal flax over surfaces of various metals on the device RST-01.PC are presented. Relative humidity of material was determined by thermo gravimetric moisture analyzer Mettler Toledo HG 6. For measurements of three samples relative humidity cake was 10...13 %. Before each experiment the cake weight was determined using e-Axis weight in accurate to 0.01 gr. Related shear stress was determined for five different values of normal pressure 1000 Pa, 2000 Pa 4000 Pa 8000 Pa, 16000 Pa. Results of measurements were worked out by the software of the device. Established that the coefficient of sliding friction flax seed meal varies significantly depending on which material surfaces is sliding that should be considered during the design calculations machinery and equipment: lowest value of the coefficient friction of flaxseed meal is on the galvanized steel surface (0.21), middle value – on aluminum surface (0,36), while the highest - on crude steel surface (0.47).

- / -

Р.Д Кузьминский, В.О Василькевич, Р.Б. Шеремета *Определение коэффициента трения скольжения жмыха семян масленичного льна по поверхностям различных металлов*

Изложена методика и результаты исследований коэффициента трения скольжения жмыха семян льна масленичных сортов по поверхностям различных металлов на приборе RST-01.РС.

A. Lebedev, Y. Kalinin, M. Shulyak. *Wheel resistance rolling force, which working with slipping*

In the article investigated the formation of the pneumatic resistance rolling force which moving on the deformable bearing surface.

The presence of ground formations can not be processed, determines the conditions for strengthening the power of the influence of soil on a running system and forms the interaction of tires with a support surface, a shock with all the negative phenomena that cause a rise in energy costs self-moving MTU (power and kinematics). Therefore there is a need of forming interaction with soil tractor engines as a functional unit of speed – power pulse characteristics of the interaction of tires and soil.

On the constructed mathematical model can be formulated to stabilize the common modes of tractors in the composition of the MTU in order to improve their operational performance. These areas may contain design activities carried out to reduce the dynamism of the work performed by the MTU, and operating limitations mode of operation, excluding the impact of increased dynamic loading on the output performance of MTU.

- / -

A.Т. Лебедев, Е.И. Калинин, М.Л Шуляк. *Сопротивление перекатыванию колеса, работающего с буксованием*

В работе исследовано формирование силы сопротивления перекатывания эластичного пневматика по деформируемой несущей поверхности, с учетом буксования первого, и влияния данного фактора на процесс образования тягового момента.

N. Mittsel. *Investigation of non-simultaneous change modes volume hydraulic machines*

The paper proposes a method of determining the boundary points "special zones" by double-split hydrostatic mechanical transmission. Experimental studies of hydrostatic transmission, which is part of hydrostatic-mechanical transmission. Obtain the basic parameters characterizing the efficiency of its work. The experiment confirmed the effectiveness of a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission and the feasibility of its use in various wheeled tractors drawbar category. A comparative analysis of the results of the method of matrix analysis and advanced techniques Kistochkina E. Volumetric and mechanical losses at the same time were given analytic equations. Investigation of non-simultaneous change modes volume hydraulic machines and "special zones" allows you to identify the most rational modes of operation of the tractor. Improving the technical and economic parameters is possible due to the implementation of energy-intensive agricultural operations in stop motor shaft. Hydraulic machine in this mode work as pumps to compensate its own volume and mechanical losses. In this mode, the

minimum of heat generation in the hydraulic system, which was confirmed experimentally on a laboratory bench and natural samples.

- / -

Н.А. Митцель. Исследование явления неодновременного обращения режимов работы объемных гидромашин

Явление неодновременного обращения режимов работы объемных гидромашин в составе двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) требует подробного исследования. В статье представлена методика расчета "особых зон" работы ГОМТ с дифференциалом "на выходе" с использованием математической модели потерь К. И. Городецкого.

Y. Muravynets. Improved processing technologies linen trust by upgrading the MTA

The paper analyzed the factors that determine the quality of manufacturing operations in the course of primary processing of trusts and causes loss of fiber. The theoretical basis of improving the technology of primary processing of flax trusts. It involves improving manufacturing operations unwinding rolls, crumpling, clamping and transporting strands of beating the field by changing the design of work equipment for their implementation. Grounded mathematical formulas for selecting rational parameters grooved breaking rollers and determination ditch clamping pressure conveyor breaking-threshing units. Using the proposed technology enhances quality linen trusts and fibers, namely reduction of defects by 2,5% and increase the yield of long fiber to 16,73 14,36%.

It was established experimentally that the separation layer stems during uncoiling rolls using basic equipment extends not across its width, which leads to an increase in the offset angle relative to the axis of the stems of the roll. In addition, during the unwinding process rolls increases stretched ribbons and the number of damaged stems. In order to improve quality indicators of unwinding rolls in the proposed improved design decoiler roll flax stock.

During experimental studies also found that the increase in density tape linen trusts that comes to treatment, leads to reduced strength fibers. The results indicate the need to adapt the value of the upper roller presses the efforts manufacturing equipment to tape density parameter.

- / -

Ю.В. Муравинец. Усовершенствованная технология переработки льняной тресты за счет модернизации МТА

В статье приведены результаты исследований работы мяльно-трепального агрегата, предложенного для использования при переработке льняной тресты по усовершенствованной технологии, которая заключается в модернизации конструкции размотчика рулонов и зажимного транспортера.

L. Nazarchuk. Features use linen raw materials in the production of child clothing

The aim of this work is to study wider use of flax fibers to expand the range of products baby supplies, increasing reliability in operation and providing them with appropriate functionality according to the properties of flax. Designed children's product must be constructive and rational technological solutions and be made of material with optimal parameters properties. Future product options can vary and stored optimal properties for a period specified forecast (time spent on the

design, construction, implementation and operation of a given period). Therefore, the quality of children's clothes are put forward higher requirements. This is a high perception of the child's body sensuality external influences and specific conditions of products related to the dynamic lifestyle of children and transient fashion. Properties linen provided functional properties of textile materials on flax.

Fibrous tissue composition should be taken into account when simulating, designing, Cutting and sewing. From fiber of fabric depends on their appearance, elasticity, resistance to cutting, extensibility, and the ability prasuvatys, stretch, mode selection wet-heat processing. When removing stains from fabrics also remember fibrous tissue composition and chemical properties of fibers that are part of the fabric.

Therefore, in order to produce quality children's clothing advisable to take into account the peculiarities of production and use of flax raw material in the manufacture of children's clothing.

- / -

Л.В. Назарчук. Особенности применения льняного сырья в производстве детской одежды

Определены потребительские свойства льна. Намечено пути совершенствования технологии прядения и обработки льняных волокон и материалов, а также особенности использования льняного сырья в производстве детской одежды.

O. Nalobina, M. Grushetska, A. Shymko. Systematic analysis of undermining working bodies of potato harvesting machines

The article considers constructions of undermining working bodies of potato harvesting machines. Modern development of potato harvesting techniques is characterized by constant increasing the productivity of machines. This is connected with the reduction of time to perform of harvesting. Ensure implementation of this requirement can be due with the design of new and modernization existing designs of undermining working bodies of potato harvesting machines. Analysis of the known structures found their main drawbacks: the destruction of potato tubers; adhering of the soil. There are also losses of tubers due to poor transportation. Authors analyzed constructions of passive undermining working bodies. Active undermining working bodies, which are also widely used, practically don't analyzed. Variations of these structures is the purpose of the further work. Authors made recommendations for processes of designing (upgrading) working bodies. Concluded on the necessary to incorporate physical - mechanical properties of soils during designing (upgrade).

- / -

Е.А. Налобина, М.Г. Грушецкая, А.В. Шимко. Системный анализ подкапывающих рабочих органов картофелеуборочных машин

В статье рассмотрены конструкции подкапывающих рабочих органов, проанализированы закономерности их взаимодействия с картофелем, выявлены недостатки работы и обоснованы направления их совершенствования.

O. Nalobina, L. Polishyk. Formation methodical approach to the justification directions of improvement Flax harvesting

The article reviews the questions, which is associated with the formation of the working mechanisms of flax machines. In order to study techniques formed a

formal model of perfection flax harvesting. The proposed scheme of forming a plurality of variants of technical solutions working for flax harvesting. Choosing the authors suggest rational decision to carry out the function of utility. This function allows you to evaluate each proposed option complex. Utility - integral index, which combines the quality and technical level of the object. This article is the first stage of the authors towards solving scientific and practical problem of improving working flax harvesting. The peculiarity of this work is to try a combination of practical research processes harvesting and primary processing of flax to increase output of long fibre.

- / -

Е.А. Налобина, Л.М. Полищук. Формирование методические подходы к обоснование направлений совершенствования льноуборочные комбайна

В статье рассмотрен вопрос, связанный с формированием методики поиска направлений совершенствования рабочих органов льноуборочного комбайна с целью уменьшения растянутости ленты льна-долгуна.

A. Nesterenko, S. Leschenko, D. Petrenko. Analysis of qualitative factors of pneumatic separation at multilevel introduction of grain

One of the main reasons of decreasing of pneumatic separation specific capacity is absence of the conditions for the effective interconnection of an air flow with the grain material in the working area of the aspirating channel. As a result the cleaning quality is lower, and it greatly decreases the general technological effectiveness of the grain-cleaning machine work.

The present analysis of the researches shows that for improving of the velocity profile of the air flow as a rule the corresponding technical means are used, which greatly decrease the grain mixture components interaction and increase the effectiveness of the air flow influence.

But usage of such means leads to the power consumption increase of the pneumatic separation process.

For this problem solving we suggested a new construction of the pneumatic separator with the feeding device for the multilevel introduction of the grain into the aspiration channel.

Such a construction provides separation of the grain material into several limited flows according to productivity, which go to different working areas along the height of the air separating channel. At that the removal of the cleaned grain happens through the deflector blades in the opposite wall, which helps to decrease the resistance to the air flow and leveling of the velocity profile.

For defining main constructive and technological parameters of the air separation channel and receiving their rational values we used the methodology of the mathematical planning of the experiment.

As a result of experimental researches we received statistical mathematical models of the separation completeness and full value grain amount regularity in run-off depending on constructive parameters and operating modes of the pneumatic separator feeding device.

Besides, by means of experiments we defined the sphere of rational values of the parameters and operating modes of the air separation channel, and received maximum values of the quality indicators.

- / -

А.В. Нестеренко, С.Н. Лещенко, Д.И. Петренко. Исследование качественных показателей пневмосепарации при многоуровневом введении зерна

В статье приведены результаты экспериментальных исследований качественных показателей пневмосепарации в вертикальном пневмосепарирующем канале (ПСК) с питательным устройством для многоуровневого введения зернового материала. Получены статистические математические модели зависимости полноты разделения и количества полноценного зерна в отходах от конструктивных параметров и режимов работы питательного устройства пневмосепаратора.

A. Prilutsky. Ways to improve technological efficiency air-sieve pneumatic vibration centrifugal grain cleaning machines

Postharvest grain purification from impurities of organic and inorganic origin significantly increases its commodity value and stability during storage.

Further improvement process separation grain material was achieved through a combination of vibration and rotational movement of workers. This led to the creation of universal grain separators of type BCS

The study of such separators companies under production conditions to determine the key design flaws separators of type BCS and identify ways to improve their technological efficiency.

Set removal of structural and technological shortcomings of known separators of type BCS, will significantly increase their technological efficiency, improve the quality of separation, reduce injury grain sieves and increase the longevity of the drive mechanism of vibrational motion, reduce dust emissions into the environment.

- / -

А.Н. Прилуцкий. Пути повышения технологической эффективности воздушно-решетчатых пневмовиброцентробежных зерноочистительных машин

В статье определены пути повышения технологической эффективности воздушно-решетчатых пневмоцентробежных зерноочистительных машин.

M. Podryhalo, A. Polianskyi, Ye. Dubinin, D. Klets, M. Skorik, V. Zadorozhniaya. Definition of wheeled vehicles position stability

A definition of the concept of wheeled vehicles stability taking into account the interaction with major factors of impact when moving under real operation conditions is offered. Position stability can be estimated quantitatively according to the maximum value of external or internal disturbance at which the vehicle position is stable, and it can also be estimated according the size of the resultant parameter due to such influence. The angular speed of the vehicle in the cross or longitudinal plane and the perpendicular basic surface can be one of such estimated parameters. It is established that position stability is a necessary condition for providing the stability of movement. The option of structure formation of wheeled vehicles stability provision as a complex operational property is presented. Loss of position stability depends on the action of the following factors or their combinations: design features of the vehicle and availability of elements and systems preventing capsizing; operating impacts of the driver; parameters of vehicle movement (speed, mode of movement and direction); technical condition of systems influencing the traffic safety (suspension, brakes, steering); the nature of wheels interaction with the basic surface; interaction with hook-on or hinged elements; weather conditions.

- / -

*М.А. Подризало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, Д.М. Клец, М.О. Скорик,
В.В. Задорожня. Визначення поняття стійкості положення колісних машин*

Запропоновано визначення поняття стійкості положення колісних машин з урахуванням взаємодії з основними факторами впливу при русі в умовах реальної експлуатації. Представлений варіант структури формування стійкості положення колісних машин як складної експлуатаційної властивості.

N.Ponomarenko. Rationale for the construction of centrifugal spreader of mineral fertilizers

The program, methodology and got results of experimental researches of centrifugal working organ, is worked out for bringing of mineral fertilizers. Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

Laboratory and field studies were carried out using the most common granular fertilizer, namely ammonium nitrate, superphosphate, mix NPK (complex fertilizers). Given the large impact mechanical and technological properties of the materials involved in the experiment on the final distribution of the soil surface before starting work their fundamental properties determined in accordance with the methodology.

These data suggest that the air flow adversely affects uniformity. The direction of flow is also an important factor determining uniformity.

- / -

Н.О. Пономаренко. Результаты исследований рабочего органа машины для внесения удобрений

Разработано программу, методику и получены результаты экспериментальных исследований центробежного рабочего органа для внесения минеральных удобрений. Предложен роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

V. Puts', O. Klymenko, V. Martyniuk. Modeling of process tearing of stems from the belt

Analysis of scientific and methodological foundations of flax ribbons trimming process and means for its implementation are showed their low efficiency.

The tape has a high degree of skewness, damaged stems and a slight decrease in prolixity. It is proved that the decrease in prolixity and skewness stems is possible through using of multioperational process of trimming strips. This process involves the simultaneous operations of transportation, loosening and trimming the stems of flax.

In the device, installed on pickup of flax, constructive scheme and basic kinematic parameters of mechanisms are theoretically and experimentally grounded. The investigation of process of transportation, tossing and trimming the stems are conducted. However, theoretical and experimental research in order to agree the parameters and modes of operation of these mechanisms made not enough.

The purpose of this article is a theoretical justification of conditions of effective loosening of stem tape by double action cam mechanism when driving on an inclined conveyor. This loosening is necessary for further trimming the stems by the relevant working body.

The main results of these studies are modeling of process of stems avulsion from the belt surface using a special computer program. Also the condition of stems separation from belt and a formula for determining of the angular velocity of rotation cams to effective work of loosening mechanism is defined.

- / -

В.С. Пуць, А.Д. Клименко, В.Л. Мартынюк. Моделирование процесса отрыва стеблей от ремня

В статье приведены результаты теоретических исследований процесса рыхления ленты льна с целью эффективного ее подравнивания.

Ключевые слова: Лен-долгуец, пас, транспортер, кулачковый механизм, моделирование, подравнивание

V. Satsyuk, N. Polishchuk, I. Teplov. Study of grinding particles sapropelevyh fertilizers

Lake sapropels capable of stopping a bound moisture. As part of the water is a significant amount of useful compounds for plant nutrition, trace elements. Too big chamtyinky under temperature parameters are able to harden, becoming the soil for inclusion which are not good for plants. Therefore, a rational fraction should be considered sapropel fraction of 5 ... 25 mm. Particles of this size sapropel can create optimum conditions the power plant crops.

Difficulty grinding particles sapropel in preparing sapropelevyh fertilizer does not fully determine the rational design parameters and optimal modes of the device analytically. Therefore, to determine the impact properties sapropelevyh fertilizers, geometric, kinematic parameters and performance grinding device for grinding particles sapropelevyh degree fertilizers, it is necessary to conduct laboratory and production testing.

This paper describes a scheme Cutter particles sapropelevyh fertilizers. The regression equation describing the degree of grinding particles sapropel. The article includes a surface response. Analysis of all investigated factors affecting the degree of grinding particles sapropel.

- / -

В.В. Сацюк; Н.Н. Полищук; И.А. Теплов. Исследование процесса измельчения частиц сапропелевых удобрений

В статье описано функциональную схему измельчающего устройства частиц сапропелевых удобрений. Приведены результаты исследования влияния кинематических, геометрических параметров, производительности устройства и влажности сапропеля на степень измельчения частиц сапропелевых удобрений.

D. Seleznev. To the question of the usage the improved technology of obtaining of flax straw

The article raises the question of the need for improvements in machinery and equipment of obtaining of flax straw. The analysis of works devoted to the stripping operation is present. The improved technology of primary processing of flax straw using the developed rolling-stripper unit for its implementation is offered. This allows destroy the seed-boxes before they reach the zone with teeth of stripping drum. The separation of stripping process to subsequent stages provides, at first, the complete removal of seeds; secondly, reduces damage stems due to high deviation of teeth in stripping drum.

The results of researches on the effectiveness rolling-stripper unit in comparison with the base stripper unit of flax harvester JK-4A are presented.

According to research, the use of an improved unit allowed: increase the purity of stripping to 2.4%; reduce the damage of stems by 25.1%; reduce the loss stems by 41.1%.

Also, the following changes were observed for flax heap: reducing the output in mix from 0.84% to 0.53%; reducing the output of not-disclosed boxes in mix with 41.3% to 16.5%; reducing the loss of seeds by 41.1%.

Such a positive change parameters obtained through the destruction of the seed boxes before joining strip of linen in the zone of the teeth of the drum. So therefore we recommend to implement the improved technology of obtaining of flax straw using the developed rolling-stripper unit.

- / -

Д.Э. Селезнев. К вопросу использования усовершенствованной технологии получения льняной соломы

В статье поднимается вопрос необходимости усовершенствования машин и оборудования для получения соломы льна-долгунца, а также анализ работ посвященных операции очеса. Предложена усовершенствованная технология получения соломы с использованием разработанного плочильно-очесывающего аппарата для ее исполнения. Также представлены результаты исследований эффективности работы данного усовершенствованного аппарата, за результатами которых было рекомендовано его использование.

S. Synii, M. Vargolyak. Evaluating mechanical damage value of root and tuber by using simulator device

The present article deals with the new portable device called "root and tuber simulator" and method by measurement. We have also described construction basic structure and principle of work and developed technical value by the root and tuber simulator.

Simulator of root and tuber consist of mechanical and electrical components. It's allows in one device effectively collide and use advantages of these two parts. Simulator of root and tuber designed for monitoring mechanical damage of root and tuber vegetable during separation flow of material.

This simulator of root and tuber can measure the force on root and tuber by harvester equipment separation, can measure the frequency and intensity of such action. This allows to objectively identify causes damage of root and tuber. Simulator of root and tuber is designed for multiple measurements. After each measurement device makes record on usb-flash drive. From usb-flash-drive results of measurement data can be transported on a personal computer or tablet device.

Microcontroller program code orders device to sends data to Microsoft Office Word file with filename extension – Rich Text Format (.rtf). It's allows to transform the data in tabular or graphical form. Simulator of root and tuber has personal power supply (battery), which ensures it's work offline for 2-3 days.

Such use of the root and tuber simulator helps to quickly and correctly identify part of the harvester equipment elements that lead to losses. This allows you to adjust settings and modes machinery. The point of research is achieved reduction

mechanical damage of root and tuber by harvester equipment elements in result. The result obtained minimum loss during storage and processing.

- / -

С.В. Синий, Я. Варголяк. Определение показателей повреждения корнеклубнеплодов с использованием их имитатора.

В статье рассмотрено новое портативное устройство (имитатор корнеклубнеплода) и методика его применения. Устройство разработано для оперативного контроля показателей повреждения корнеклубнеплодов при сепарации вороха рабочими органами техники для уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов.

M. Smal', A. Gerasimchuk. Research work rotary hychkoriza

The article is devoted toof scientific problem of improving of the quality indicators of gathering sugar beet tops by substantiation of parameters and operating modes of haulm gatherer, which is designed as a series set of rotor haulm cutter and cutters of haulm remains of "passive top feeler – passive knife topper" type on the frame.

The results of experimental studies of the technological process of picking haulms of beets by rotary haulm cutter are given. Regression equations were obtained which describe the change of size of chopped stems of haulm depending on parameters of haulm cutter.

Rotary haulm gatherer is designed as a horizontal drum on which on helicoidally line handedly are installed L -shaped blades, sections of which are divided by fixed dividing plates. Each cutter of haulm remains is a parallelogram hinge suspension, on the stand of which is installed cribriform feeler unit and spring-loaded knife, designed as double-arm lever which is pivotally installed on its vertical finger. Turning of the knife horizontally is limited by pawl. On the basis of theoretical and experimental studies the main operating parameters of rational haulm gatherer were proved. The research results are used by design organizations in drafting of haulm gatherers.

- / -

М.В. Смаль, А.А. Герасимчук. Исследование работы роторного ботвореза

Приведены результаты экспериментальных исследований технологического процесса уборки ботвы корнеплодов роторным ботворезом. Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение размерных частей измельченных стеблей ботвы в зависимости от параметров роторного ботвореза.

I. Stukalets. Dynamic changes of the repair programs heads cylinder block engines of different types

The dynamics of change in annual programs repair heads cylinder blocks motors of different brands in terms of technical service companies in Lviv. The nature of the changes of partial programs repair heads cylinder blocks in total annual programs over the past decade.

It was found that for the effective functioning of the enterprise, specializing in the repair heads cylinder blocks engine, developing multi-disciplinary specialization programs involving repair cylinder head engines of different brands.

Revealed that over a prolonged time overall program repair heads cylinder blocks increases. In some years, and for different brands of engines ratio of partial programs repair heads cylinder blocks for a total annual program differ significantly.

- / -

И.Г. Стукалец. Динамика изменения программ ремонта головок блоков цилиндров двигателей различных марок

Проанализирована динамика изменения годовых программ ремонта головок блоков цилиндров двигателей различных марок в условиях предприятий технического сервиса г. Львова. Исследован характер изменения частичных программ ремонта головок блоков цилиндров в общих годовых программах за последние десять лет.

Y. Tarasyk. Results of experimental investigations of bulk materials transporting process by screw loaders

The current development level of all sectors of the Ukraine economy requires a significant increase of technical and economic parameters of technological processes mechanization and automation, especially increasing their carrying capacity and expanding technological capabilities. Productivity is one of the most important operative criteria of screw conveyors (SC), which should provide both the highest at minimum energy consumption. Therefore, for the implementation of effective overload process of materials using SC should ensure their optimal loading. It should be taking into account that downloading of SC may occur through the hoppers, nozzles and loading devices.

A full factor experiment for homogeneous bulk cargos transportation using screw loaders was conducted. The equations of regression dependence of performance and torque depending on the internal diameter of the tube, fill factor and transporting speed, were selected. Two series of experimental investigations of screw loaders performance, horizontal and vertical sections with materials corn, wheat and bran, were conducted. Graphic dependences of performance value and torque depending to casing fill factor, screw operative member rotational speed and tube diameter for determining the torque and performance using various bulk materials and determining regression coefficient, were built.

Based on the complex of experimental researches regression dependencies for determining screw loader transport performance with materials wheat, corn, and bran, were selected and regression equation coefficients of transportation performance, was detected. Is established that significantly at the transportation torque and performance affects the internal tube diameter, fill factor and rotational speed in the horizontal transport.

- / -

Ю.М. Тарасюк. Результаты экспериментальных исследований транспортировка сыпучих материалов винтовыми загрузчик

Проведен полный факторный эксперимент ПФЭ 33 для транспортировки однородных сыпучих грузов с помощью винтового загрузчика. Выведены уравнения регрессионных зависимостей производительности и момента в зависимости от внутреннего диаметра трубы, коэффициента заполнения и скорости транспортировки. Построенные графические зависимости величины производительности и момента от выше приведенных факторов для определения производительности и момента с различного сыпучего материала и определении коэффициенты регрессии.

O. Tkachuk. Features of finishing of linen textile materials

Specificity finishing textile materials from of linen due to several factors: chemical structure and supramolecular structures, a large number of related substances such as lignin, type and quality of fiber preparation. Most difficulties of chemical processing of flax fibers associated with the presence of lignin in the fiber. Since flax fibers have a darker natural color and contain more impurities, it is necessary to process under mild conditions, repeating the operation several times. High quality linen is achieved if cleaning carry out the first yarn or roving and then cloth. Selection of process operations finishing of linen fibers and fabrics and quality of the final product is largely determined by the type and quality of raw materials. The high quality of linen is achieved if cleaning is performed first fiber yarn or roving, and then in the fabric. One of the promising ways to create environmentally clean technologies of finishing of linen textile materials is to exclude processes based on the use of substances containing chlorine. Recently, much attention is paid to the development of technologies which are based on biochemical processes.

- / -

А.Л.Ткачук. Особенности отделки льняных текстильных материалов

В статье охарактеризовано особенности подготовки, колорирования и заключительной отделки льняных текстильных материалов

Yu. Feshchuk. Study of elastic-plastic equilibrium cylindrical shell elements construction of agricultural machinery

The thin-walled elements of constructions of agricultural technique, that work under intrinsic pressure, are considered, for that task about the maximum equilibrium of resiliently-plastic shells with cracks used for research of izotropic cylindrical shells with interactive through cracks.

For realization the method of erection of tasks about the maximum equilibrium of resiliently-plastic shells with cracks is used for research of izotropic cylindrical shells with interactive through cracks.

Influence of curvature of shell, parameter of thin-walled, amount of cracks is studied, them mutual placing and other geometrical and physical and mechanical parameters on opening of banks of cracks and sizes of plastic zones near their tops in the thin-walled elements of constructions.

Plastic zones, that arise up in the process of loading on continuation of crack in accordance with suppositions of the accepted analogue of δ_c -model it is transferable a cut on the banks of that additional balanced efforts and moments are added equivalent reactions of material of plastic zone on a resilient volume.

On the example of task about the tense state of the reserved cylindrical shell methodology of erection of resiliently-plastic task is approved to the system of four nonlinear singular integral equalizations. In the got system of integral equalizations the unknown borders of integration, and right parts are bursting functions, that contain unknown sizes of efforts and moments that operate in plastic zones. The algorithm of the numerical untiing of such systems of integral equalizations is built consonant with the terms of plasticity of Tresk or Mizes, terms

of unambiguity of moving and terms of limit nature of efforts and moments near the tops of cracks.

Cases are considered: a shell is under the action of intrinsic pressure; shell to simultaneously operate the internal pressure and longitudinal tensile.

Numerical analysis showed that stretching along the crack may affect its opening and, accordingly, the strength shell construction

- / -

Ю.П. Фещук. Исследование упруго-пластических равновесия цилиндрических оболочечных элементов конструкций сельскохозяйственной техники

Рассмотрены тонкостенные элементы конструкций сельскохозяйственной техники, работающих под внутренним давлением, для которых задача о предельной равновесие упруго-пластических оболочек с трещинами используется для исследования изотропных цилиндрических оболочек с взаимодействующими сквозными трещинами. Численный анализ показал, что растяжение вдоль трещины может влиять на ее раскрытие и, соответственно, на прочность оболочечной конструкции

R. Chvartats'kiy , I. Chvartats'kiy , A. Grabar'. New designs of screw shredders and mixers

The processes of feed production in agriculture related root grinding and mixing, as well as developing and manufacturing facilities for their preparation.

Therefore, the study of parameters screw grinding and mixing operative members of devices that manufacture feeding for animals is a hot topic and has great economic importance.

An important condition for reducing the cost of competitive livestock production is feeding livestock and poultry feed full, balanced and nutrients, vitamins and minerals. A special place is occupied with enrichment feed bioactive feed additives, which allow to increase the digestibility of feed by 20-25%, reduce their unit costs to 20%, realize the genetic potential of species of animals and birds.

The aim is to develop new designs of screw mixers with advanced technological capabilities and development of theoretical assumptions to determine the process parameters.

As a result of researches new designs of screw shredders and mixers developed, formed methods for solving problems, providing options to improve processes and improve the design of mixing equipment.

- / -

Р.И. Чвартацкий , И.И. Чвартацкий , А.В. Грабарь. Новые конструкции шнековых измельчителем и смесители

Приведены новые конструкции смесителей сыпучих материалов и кормовых смесей в агропромышленном комплексе с расширенными технологическими возможностями. Представленные аналитические зависимости для определения конструктивных и технологических параметров .

M. Shvedik, A. Zagvozdin. Results of experimental researches of separation to lots are in conically-spiral settler of potatoes dig

In the article description over of conically-spiral separator of potatoes dig, methods of determination of coefficient of separation to the lots and his numerical values, is brought for sandy loam soil and black earth.

The analysis of modern technologies and charts of machines shows for

collection of potato, that the most perspective direction of their perfection are a synthesis of traditional operations of undermining of layer with the untraditional operations of separation to the lots and corresponding application of working organs for their realization.

Analysis of literary sources, timed to the questions of excavation of potato shows a machines is for digging of potato, that they are studied enough. On the basis of results of researches corresponding recommendations are worked out and offered. They found the practical application during development of modern a machines is for digging of potato.

However, questions which touch determination of coefficient of separation to the lots in a conically-spiral separator in literary sources were not illuminated. It creates certain difficulties during the ground of him structural and technological parameters.

A research purpose is a receipt of numerical values of coefficient of separation to the lots in a spiral separator.

The value of coefficient of sifting can be defined in accordance with the methods worked out by us by means of the laboratory setting.

Setting includes spiral separator. He is made as a cylindrical spring which has a diameter of 0,5m and length of 1m. The coils of spiral are made at intervals a 0,02 m from a small twig the diameter of which presents a 8 mm Separator it is set on two sending oilstones. On the top of oilstones a tarpaulin is spread. From exteriority along an oilstone a collapsible tray is set.

Researches conducted on two types of soil - to the sandy loam and black earth at humidity of 18% with triple repetition as follows.

Portia of soil was inlaid inward separator and rolled him on oilstones until lots fully kept indoors outside a separator in a tray. After it from oilstones took off separator, and from tarpaulin poured in a box the sifted lots and weighed. Acted an analogical method with lots which was in a tray.

An analysis the got results of researches shows that the coefficient of separation to the lots changes for sandy loam soil.

- / -

Н.С.Шведик, А.Б.Загвоздин. Результаты экспериментальных исследований сепарации вороха в коническо-спиральном сепараторе картофелекопателя

В статье приведено описание коническо-спирального сепаратора картофелекопателя, методику определения коэффициента сепарации вороха и численные его значения для супесчаного грунта и чернозема.

M.Shvedik. Results of research of pneumatic catcher of grain which beaten out by slats of reel but determination of his parameters

The results of experimental researches of pneumatic catcher of grain which beaten out by the slats of reel from an ear layer and analytical dependences for determination of diameters of the suction union coupling of contractor and main pipeline, and also results of their calculation, are pointed in the article.

Results over of experimental researches of pneumatic catcher grain which beaten out by the slats of reel from an ear layer and methods of determination of

diameter of the suction union coupling of contractor and main pipeline of pneumatic catcher are brought in the article.

Basic material which was investigated in this work was *стеблюсмії* of winter-annual barley of *Gelose* and his grains. Researches were conducted in the field terms in triple repeated in accordance with the worked out methods from the use of the experimental setting.

Setting consists of pneumatic catcher and cyclone, which are set on a self-propelled light cart. Moving of setting is carried out by means of winch, which over is brought from an electric motor which feeds from an accumulator. For this purpose a rope by hand unwinds from the drum of winch a free end with superfluous fastened for a metallic bar which hides in earth. The occasion of reel and ventilator of cyclone is carried out by a by a wedge pass transmission from separate electric motors.

After passing of test length of even a light cart a 12,5 m electric motors disconnected and from cyclone grain was poured out in a tray. Then this grain was poured in a polyethylene sac, inlaid for him label, on which marked a sort, experience and repeated. Mass of grain was weighed in stationary terms.

The results of researches showed that as a result of shots of slats of reel there are considerable losses of grain. The only way of their shutting out is setting on every combine harvester of pneumatic catcher. Efficiency of his work first of all depends on the productivity of the pneumatic catching setting, expense of air of necessary for transporting grain and diameter of the suction union coupling of contractor and main pipeline.

The analytical dependences over brought in the article enabled to define the productivity of setting and expense of air, and also diameter of the suction union coupling of contractor and main pipeline of pneumatic catcher.

Such by character, on the basis of analysis of results of researches it is possible to do next conclusions:

1. With the increase of frequency of rotation of reel from 50 turns/min to 75 turns/min mass of the knocked out grain of barley of *Gelose* is from an ear layer, placed on every area by an area 10 m², at moving of light cart with speed a 1,5 m/sec grows from 262gr to 318 gr, and at speed a 2,5 m/sec - from 305 gr to 384 gr.

2. Losses are grains, caused by the shots of slats of reel in the real terms of work of combine harvester, 262...384 kg/hect arrive at and.

3. For providing of the 100% catching of grain which beaten out by the slats of reel, a combine must be completed by the pneumatic catching setting with the productivity less not $Q_{T3} = 0,672$ kg/sec, the expense of air of which must present not less than $Q_{Ios} = 0,119$ m³/sec, but diameter of her suction to the union coupling contractor and main pipeline - according to $D_K = 0,078$ m and $D_M = 0,156$ m.

- / -

Н.С.Шведик. Результаты исследования пневмоулавливателя зерна, что выбивается планками мотвила и определение его параметров

В статье наведены результаты экспериментальных исследований пневмоулавливателя зерна, которое выбивается планками мотвила из колосового слоя и аналитические зависимости для определения диаметров всасывающего патрубка конфюзора и магистрального трубопровода, а также результаты их расчета.

M. Shvedik, A. Zagvozdin. Graphic-analytical method of ground of basic parameters of conically-spiral separator of potatoes dig

A ground over of basic parameters of conically-spiral separator of a machine is for digging of potato and results of determination of rational values of his diameter are brought in the article, and also to the mode of digging of potato.

For excavation of tubers of potato use a machines is for digging of potato a machines is for digging of potato. However, all of them not in a complete measure satisfy agrotechnical requirements which behave to a machines is for digging of potato. Their basic defect is propensity to sealing, sprinkling of the dug up tubers soil by lots and their injuring.

To remove noted defects it is possible by application of new construction of separator of drum type executed as a cone with spiral coil. Such separator provides moving of the undermined layer both on a circuitous trajectory and in axial direction. Thus, during falling of layer there is his destruction. The ground up particles of soil are sifted between coils. Large lumps together with tubers again addict to the coils and goes up to the certain height, whereupon fall downward on the surface of spiral. It creates favourable terms for intensive destruction of large lumps and they are freely sifted between the coils of spiral.

Analysis of literary sources, timed to the questions of excavation of potato shows a machines is for digging of potato, that they are studied enough. On the basis of results of researches corresponding recommendations are worked out and offered. They found the practical application during development of modern a machines is for digging of potato. However questions which touch development of construction of spiral separator and his placing in relation to a ploughshare, in literary sources were not illuminated. It creates certain difficulties during the choice of rational values of his diameter.

A ground over of basic parameters of conically-spiral separator of a machine is for digging of potato and results of determination of rational values of his diameter are brought in the article, and also to the mode of digging of potato.

- / -

Н.С.Шведик, А.Б.Загвоздин. Графо-аналитический метод обоснования основных параметров коническо-спирального сепаратора картофелекопателя

В статье приведено обоснования основных параметров коническо-спирального сепаратора картофелекопателя и результаты определения рациональных значений его диаметра, а также режима выкапывания картофеля.

Sheichenko V.A., Limont A.S., Rudenko V.G., Polishuk A.S. The fiber loss in lodged haulm stand and the preparation of dew retted flax straw

The results of the scientific research are generalized concerning the influence of fiber content in fiber flax stalks on their liability to lodging. The fiber loss is spotlighted according to its outcome from the lodged haulm stand of fiber flax straw using the criterion of the plant's resistance to lodging. The model equations and linear regressions are suggested taking into the consideration the resulted and the factorial features researched. The positive correlative relationship is discovered between the flexion of the stalks of different fiber flax breeds and their fiber content and the correlation coefficient constitutes + 0.308, and the relationship between the number of plants with straight stalks that were grown in Mitscherlich vessels and the same factorial feature is degenerative with the correlation coefficient – 0.370. The increase of fiber content in stalks from 23.3 to 33.9% leads to the flexion of plants with the exponential dependence, and the number of plants with straight stalks decreases according to the equation of a straight line with the degenerative angle coefficient. 9.5% variation of fiber content causes stalks flexion variation and 12.3% one causes the variation of the number of plants with straight stalks. The increase in the resistance to lodging of different fiber flax breeds causes the tendency to the increase in the outcome of the fiber obtained from straw. This is proved by unessential but regenerative indices of correlation coefficients between the total outcome of fiber and the decrease in haulm stand lodging. Herewith the indices of correlation coefficient differ depending on the resistance to lodging of particular fiber flax breeds. The more the resistance to lodging of particular fiber flax breeds the less the correlation relationship between the total fiber outcome and the factorial feature researched. The correlation coefficients calculated according to the lodging resistance of different fiber flax breeds are: 0.059 – for the most resistant one, 0.176 – for the resistant one, and 0.416 and 0.524 – for the less resistant ones.

- / -

Шейченко В.А., Лимонт А.С., Руденко В.Г., Полищук А.С. Потери волокна в полегом стеблестое и приготовление стланцевой льнотресты.

Обобщены результаты научных исследований о влиянии содержания волокна в стеблях льна-долгунца на склонность их к полеганию. Освещены потери волокна по его выходу из соломы льна-долгунца в полегом стеблестое по устойчивости растений против полегания. Приведены модельные уравнения и линии регрессии результативных признаков на факториальные.

ЗМІСТ

1. Абрамова В.В., Васильковський О.М., Васильковська К.В. Дослідження пневмомеханічного висівного апарата з додатковим диском	3
2. Артёмов М.П., Кот О.В. Тягова динаміка сільськогосподарських ґрунтообробних агрегатів.....	10
3. Барабаш Р.І. Вплив збільшення кількості постів на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ-150К-09.....	18
4. Березовецький С.А. Узгодження складових технологічної системи збирання озимого ріпаку.....	26
5. Васильковська К.В., Васильковський О.М., Мороз С.М. Польові випробування секції пневмомеханічної сівалки з запропонованим висівним апаратом.....	32
6. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Чвартацький Р.І., Чвартацький І.І., Грабар А. Дослідження технологічного процесу подрібнення бульбоплодів в кормо виробництві.....	37
7. Гевко Б.М., Марчук Н.М. Обґрунтування параметрів пристроїв для нарізання різі мітчиками в гайках і деталях машин.....	41
8. Герасимчук О.П., Ткачук О.Л. Системи перетворення льону.....	47
9. Говоров О.Ф. Визначення потужності на привід дискового робочого органу подрібнювача-розподільювача рослинних решток.....	51
10. Гудь В.З., Дячун А.Є., Гупка А.Б. Дослідження технологічного процесу розточування профільних гвинтових заготовок очисників дискових копачів коренезбиральних машин.....	57
11. Дідух В.Ф., Хлопецький Р.А., Бабарика С. Ф. Дослідження взаємодії криволінійної поверхні з ущільненим шаром сапропелю.....	62
12. Дударев І.М., Герасимик Т.П., Хомич А.В., Мекуш О. Г. Обґрунтування режиму роботи пристрою для обмолочування стрічки льону.....	69
13. Дударев І.М. Обґрунтування кінематичних параметрів сепаратора лляного вороху.....	73
14. Ковбаса В.П., Курка В.П., Алі Ахмед Кадем. Про подолання труднощів при вирішенні контактних задач пружності.....	79

15. Ковбаса В.П., Матюшенко Л.М., Грабовець В.В., Дейкун В.А. Задача про контактну дію клинового ножа на попередньо напружений переріз прутка..... 86
16. Котенко С.С., Калінін О.Є. До методики розрахунку коефіцієнтів відновлення лемешів плугів..... 95
16. Кузьмінський Р. Д., Василькевич В. О., Шеремета Р.Б. Визначення коефіцієнта тертя ковзання макухи насіння льону олійних сортів по поверхнях різних металів..... 102
18. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням..... 109
17. Мисковець С.В. Вплив нестабільності хімічного складу сталей на зносостійкість деталей паливної апаратури дизельних двигунів..... 116
17. Мітцель М. О. Дослідження явища неодноразової зміни режимів роботи об'ємних гідромашин..... 119
18. Муравинець Ю.В. Удосконалена технологія переробки лляної трести за рахунок модернізації МТА..... 125
19. Назарчук Л.В. Особливості використання лляної сировини у виробництві дитячого одягу..... 130
20. Налобіна О.О., Грушецька М.Г., Шимко А.В. Системний аналіз підкопуючих робочих органів картоплезбиральних машин..... 134
21. Налобіна О.О., Поліщук Л.М. Формування методичного підходу до обґрунтування напрямків удосконалення льонозбирального комбайна..... 139
22. Нестеренко О.В., Лещенко С.М., Петренко Д.І. Дослідження якісних показників пневмосепарації при багаторівневому введенні зерна..... 143
23. Прилуцький А.Н. Шляхи підвищення технологічної ефективності повітряно-решітних пневмовібровідцентрових зерноочисних машин..... 152
24. Подригало М.А., Полянський А.С., Дубинин Е.А., Клец Д.М., Скорик М.А., Задорожня В.В. Определение понятия устойчивости положения колесных машин..... 155
25. Пономаренко Н.О. Результати досліджень робочого органу машини для внесення добрив..... 163
26. Пуць В.С., Клименко О.Д., Мартинюк В.Л. Моделювання процесу відриву стебел від паса..... 170
27. Сацюк В.В., Поліщук М.М., Теплов І.О. Дослідження процесу подрібнення частинок сапропелевих добрив..... 177
28. Селезньов Д.Е. До питання використання удосконаленої технології отримання лляної соломи..... 181

29. Синій С.В., Варголяк М.Я. Визначення показників пошкодження коренебульбоплодів з використанням їх імітатора.....	186
29. Смаль М.В., Герасимчук О.О. Дослідження роботи роторного гичкоріза.....	195
29. Стукалець І.Г. Динаміка зміни програм ремонту головок блоків циліндрів двигунів різних марок.....	203
30. Тарасюк Ю.М. Результати експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем.....	209
31. Ткачук О.Л. Особливості оздоблення текстильних матеріалів із льону.....	217
32. Фещук Ю.П. Дослідження пружно-пластичної рівноваги циліндричних оболонкових елементів конструкцій сільськогосподарської техніки.....	222
32. Чвартацький Р.І., Чвартацький І.І, Грабар А.В. Нові конструкції шнекових подрібнювачів і змішувачів.....	232
33. Шведик М.С., Загвоздін О.Б. Результати експериментальних досліджень сепарації вороху в конічно-спіральному сепараторі.....	238
34. Шведик М.С. Результати дослідження пневмовловлювача зерна, що вибивається планками мотовила та визначення його параметрів.....	243
35. Шведик М.С., Загвоздін О.Б. Графо-аналітичний метод обґрунтування основних параметрів конічно-спірального сепаратора.....	252
36. Шейченко В.О, Лімонт А.С., Руденко В.Г., Поліщук О.С. Втрати волокна в полеглому стеблостой і готування рошенцевої льонотрести.....	258
Анотації.....	267

**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 послання 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 менше 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 нумерувати 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 передує 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 32, 2015

**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: К.Є. Коpecь.

Підписано до друку 30.06.2015 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 19,0. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 88

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР